

*Х. С. Воробьев
Д. Я. Мазуров*

**ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ
РАСЧЕТЫ
ЦЕМЕНТНЫХ ПЕЧЕЙ
И АППАРАТОВ**

Х. С. ВОРОБЬЕВ и Д. Я. МАЗУРОВ

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ЦЕМЕНТНЫХ ПЕЧЕЙ И АППАРАТОВ

*Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для студентов
химико-технологических вузов
и факультетов*

УДК. №: 23422 -



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
«ВЫСШАЯ ШКОЛА»
Москва — 1962

ПРЕДИСЛОВИЕ

Наращивание производственных мощностей цементной промышленности опережает темпы роста ряда других отраслей народного хозяйства. Совершенствуется техника цементного производства. Поэтому цементная промышленность нуждается в постоянном пополнении инженерными кадрами.

Перестройка системы высшего образования требует увеличения выпуска учебников и учебных пособий, способствующих улучшению практической и научно-теоретической подготовки специалистов для цементной промышленности. Опыт преподавания профилирующих дисциплин на кафедре промышленной теплотехники силикатных производств в Московском институте химического машиностроения показал, что назрела необходимость улучшить и расширить методы теплотехнических расчетов.

Имеющиеся учебные пособия для вузов по этой дисциплине, изданные в 1951 г. или ранее, не отражают того, что появилось в практике за последние годы.

При работе над книгой авторы стремились полнее связать вопросы теории с практикой. В этих целях рекомендуемые методы расчетов предусматривают два направления: аналитический расчет, базирующийся на теории, и упрощенный расчет, применяемый для повседневной производственной практики. В применяемые ранее методы расчета вращающихся печей внесены некоторые новые элементы.

Книга дополняет уже изданную учебную литературу новыми методами теплотехнических расчетов аппаратов, связанных с цементнообжигательными печами. К таким аппаратам относятся: конвейерные кальцинаторы, циклонные и змеевиковые подогреватели сырья, клинкерные холодильники с движущейся решеткой, испарители влаги шлама (концентраторы), шламовые фильтры-подогреватели и аппараты с кипящим слоем. В первой части книги до изложения методов расчета дается иллюстрированное описание современных вращающихся печей, теплоиспользующих аппаратов и новых способов получения цементного клинкера.

В процессе работы над книгой Д. Я. Мазуровым заново разработаны и описаны методы расчета теплоиспользующих аппаратов и устройств для сжигания топлива (гл. 11, 12, 13, 14, 15, 16, § 5 гл. 1 и примеры расчетов 2, 3, 4), описаны новые способы получения клинкера (гл. 5).

Устройства и характеристики печей, теплоиспользующих аппаратов, пылеуловителей и методы расчета вращающихся печей (гл. 1, 2, 3, 4, 6, 7, 8, 9, 10 и пример расчета 1) описаны Х. С. Воробьевым.

В первой части книги при описании устройства и характеристик оборудования ссылки на литературу даются лишь для справки в виде сносок. Во второй части, где описываются методы расчета, соответствующая литература приводится в виде списка (в конце книги), рекомендуемого авторами читателям для более глубокого изучения методов теплотехнических расчетов. Кроме того, в конце книги приводится список основных обозначений, принятых в расчетах, и некоторые специальные справочные данные.

Авторы приносят искреннюю благодарность рецензентам: коллективу кафедры технологии цементного производства МХТИ им. Д. И. Менделеева и руководителю лаборатории обжига института НИИцемент В. К. Хохлову за весьма ценные указания, позволившие улучшить рукопись книги, а также заведующему кафедрой промышленной теплоэнергетики Томского политехнического института В. Е. Целебровскому за полезные советы и замечания.

Все замечания и пожелания, полученные от читателей после выхода книги в свет, будут приняты авторами с глубокой благодарностью (Москва, Б-66, ул. Карла Маркса 21/4, МИХМ).

Авторы считают нужным напомнить читателям, что с 1 января 1963 г. вводятся новые стандарты: ГОСТ 9867—61 «Международная система единиц», ГОСТ 7664—61 «Механические единицы» и ГОСТ 8550—61 «Тепловые единицы». В Международной системе единиц, обозначаемой символом SI (в русском написании СИ), основными единицами являются: метр, килограмм, секунда, ампер, градус Кельвина и свеча.

Новая система, в отличие от использованной в книге прежней системы, предусматривает другие единицы измерения величин: силы — в ньютонах (n) или в $кг \cdot м/сек^2$; удельного веса — в ньютонах на кубический метр ($n/м^3$), плотности — в килограммах на кубический метр ($кг/м^3$), давления — в ньютонах на квадратный метр ($n/м^2$), динамической вязкости — в ньютонах — секунда на квадратный метр ($n \cdot сек/м^2$), работы, энергии и количества теплоты — в джоулях ($дж$) или в $n \cdot м$, мощности — в ваттах ($вт$) или в $дж/сек$.

Основные единицы измерения, использованные в книге, имеют с новыми единицами численные соотношения: кг-сила = 9,81 ньютона, калория = 4,1855 джоуля, килокалория = 427 $кг \cdot м$ = 4185,5 джоуля, лошадиная сила — 736 ватт = 75 \cdot 9,81 джоуля в секунду.

ВРАЩАЮЩИЕСЯ ПЕЧИ И ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕСЯ УСТАНОВКИ

Глава I

ВРАЩАЮЩИЕСЯ ПЕЧИ ДЛЯ ОБЖИГА ПО МОКРОМУ СПОСОБУ

§ 1. Производство цемента

О высоких темпах развития цементного производства и непрерывном увеличении выпуска цемента, являющегося основным материалом индустриального строительства, можно судить по статистическим данным: мировое производство цемента в 1940 г. было 75,2 млн. *т*, в 1950 г. — 132,3 млн. *т*, а в 1960 г. около 315 млн. *т*.

В Советском Союзе оно развивалось более бурно и возросло с 5,7 млн. *т* в 1940 г. до 50,7 млн. *т* в 1961 г., т. е. в 9 раз. Согласно перспективному плану, выпуск отечественного цемента достигнет в 1965 г. 84,6 млн. *т*, в 1970 г. — 122 млн. *т* и в 1980 г. — 235 млн. *т*.

Уровень производства цемента в капиталистических странах с развитой цементной промышленностью в 1960 г. составил: США — 54,5 млн. *т*, ФРГ — 25,1, Япония — 21,0, Франция — 14,2, Италия — 15,8 и Англия — 13,5 млн. *т*.

Существуют два способа производства цемента — мокрый и сухой. При *мокром* способе сырьевая смесь получается в виде сметанообразной массы (шлама) путем тонкого измельчения сырьевых материалов и корректирующих добавок с водой и содержит, в зависимости от физических свойств исходных компонентов, от 30 до 50% воды, что достаточно для придания шламу необходимой текучести.

По *сухому* способу сырьевые материалы предварительно высушивают, измельчают и корректируют до требуемых весовых соотношений. Сухая сырьевая смесь (сырьевая мука) перед обжигом может брикетироваться или гранулироваться

в зависимости от вида обжигового оборудования. В мировой цементной промышленности преимущественное развитие получил мокрый способ производства, доля которого в общем объеме производства цемента составляет около 70%, а в СССР — около 90%.

Выбор способа производства в основном зависит от природных свойств сырья и топливных ресурсов. При наличии сырья с естественной влажностью более 10% и отсутствии дефицита топлива обычно применяют мокрый способ производства с вращающимися печами.

К преимуществам производства цемента по мокрому способу относятся простота схемы и небольшие энергозатраты при получении сырьевой смеси, однородность ее состава, несколько лучшее качество клинкера и, наконец, более благоприятные условия труда в сырьевых цехах (отсутствие запыленности) по сравнению с сухим способом.

Недостатком мокрого способа является повышенный расход топлива.

Сухой способ производства является более экономичным в отношении расхода топлива и меньших габаритов вращающихся печей, но уступает мокрому способу производства по причинам, указанным выше.

В Советском Союзе выпуск клинкера по мокрому способу по отношению к общему производству в 1950 г. составил 77,5%, в 1955 г. — 84% и в 1960 г. — 88%. Доля выпуска клинкера по сухому способу в 1960 г. в нашей стране равнялась 12%, из них вращающимися печами вырабатывалось 6,7%, а шахтными — 5,3%.

Итак, рассмотрение данных о развитии цементной промышленности в послевоенный период показывает, что вращающиеся печи стали основным типом оборудования для обжига цементного клинкера. Это господствующее положение вращающихся печей сохранится и в ближайшем будущем. Кроме того, вращающиеся печи все шире используют в металлургической и других отраслях промышленности.

§ 2. Классификация вращающихся печей

Мировой парк вращающихся печей насчитывает несколько тысяч единиц и отличается большим разнообразием конфигурации и габаритов рабочего пространства, а также различными конструкциями теплообменных устройств. Поэтому для анализа и сопоставления количественных и качественных характеристик вращающихся печей необходима их классификация, хотя бы в первом приближении.

Для сопоставления характеристик целесообразно сделать следующую приближенную классификацию:

1 группа. Вращающиеся печи для обжига по мокрому способу:

а) вращающиеся печи с внутренними теплообменными устройствами с соотношением $\frac{L}{D} \geq 30$ (здесь L — длина и D — внутренний диаметр печи);

б) вращающиеся печи с внутренними теплообменными устройствами и без них с соотношением $\frac{L}{D} \leq 30$;

в) вращающиеся печи с запечными теплообменными аппаратами — испарителями влаги шлама (концентраторами).

2 группа. Вращающиеся печи для обжига по сухому способу:

а) вращающиеся печи с конвейерными кальцинаторами;

б) вращающиеся печи с циклонными теплообменниками;

в) вращающиеся печи со змеевиковыми теплообменниками;

г) вращающиеся печи с паровыми котлами — утилизаторами;

д) вращающиеся печи без запечных утилизаторов тепла отходящих газов.

§ 3. Вращающиеся печи без запечных теплообменников

Печь (рис. 1) состоит из цилиндрического корпуса 1, установленного при помощи бандажей 2 на опорные ролики под углом 3—4° и вращающегося со скоростью 0,5—1,2 об/мин от электродвигателя 3, соединенного с корпусом печи через редуктор 4, подвенцовую и вендовую шестерни 5. На современных крупных печах устанавливают двойной привод, передающий движение через два редуктора, две подвенцовые и одну вендовую шестерню. Кроме того, современные печи снабжают вспомогательным приводом небольшой мощности, посредством которого при ремонтных работах, в период пуска и остановки осуществляют медленное вращение печей — около 1 оборота в час.

Для равномерной загрузки печей шламом применяют ковшовые питатели или объемные дозаторы 6, соединенные с печью питательной трубой 7. Вследствие вращения и наклонного положения корпуса печи, загруженный в нее материал движется от верхнего конца (холодного) к нижнему (горячему). Со стороны головки 8 печи через форсунку 9 подают топливо. Оно сжигается в топочном пространстве, расположенном около головки печи. Топочные газы движутся от горячего конца печи к холодному навстречу движущемуся материалу.

Для улучшения передачи тепла от газов материалу и их первичного обеспыливания в хвостовой части печи имеется

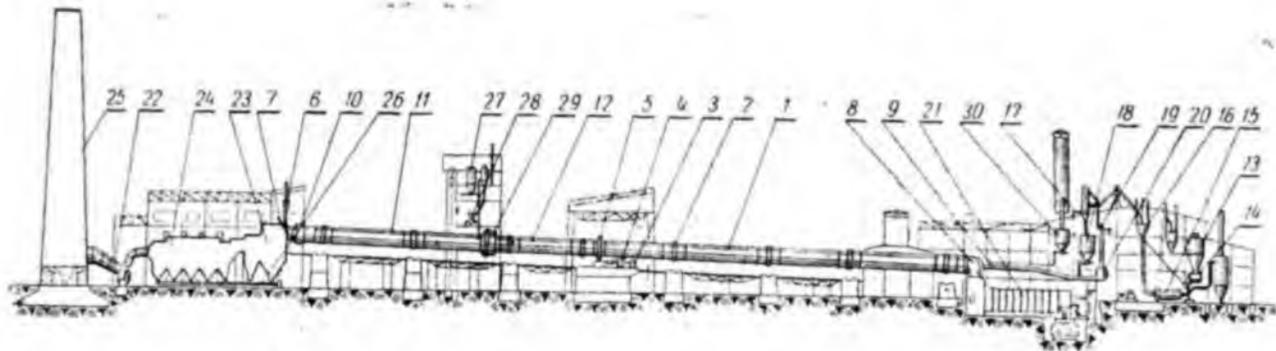


Рис. 1. Вращающаяся печь для мокрого способа обжига без запечных теплообменников

- 1 — корпус печи, 2 — бандж, 3 — электропривод, 4 — редуктор, 5 — венцовая шестерня, 6 — шламмовый питатель, 7 — питательная труба, 8 — головка печи, 9 — угольная горелка, 10 — фильтр-подогреватель, 11 — участок цепной завесы, 12 — участок ячеистых теплообменников, 13 — бункер сырого угля, 14 — питатель угольной мельницы, 15 — угольная мельница, 16 — сепаратор, 17 — циклон, 18 — промежуточный бункер угольного порошка, 19 — мельничный вентилятор, 20 — дутьевой вентилятор, 21 — клинкерный холодильник, 22 — дымосос, 23 — пылевая камера, 24 — электрофильтр, 25 — дымовая труба, 26 — шиковый транспортер, 27 — бункер уловленной пыли перед гракулятором, 28 — гранулятор сырья, 29 — периферийный загрузчик гранул, 30 — бункер уловленной пыли у головки печи

фильтр-подогреватель 10, цепная завеса 11 и ячейковые теплообменники 12.

В случае применения каменноугольного топлива, оно подается из бункера 13 питателем 14 в сушильно-мельничную установку 15, затем угольный порошок проходит сепаратор 16, циклон 17 и промежуточный бункер 18. Не осевшая в циклоне тонкоизмельченная пыль направляется при помощи вентиляторов 19 и 20 непосредственно в печь.

Продукт обжига — клинкер — выгружают через головку печи в холодильник 21, где тепло клинкера используют для подогрева вторичного воздуха.

Тяга осуществляется при помощи одного или нескольких дымососов 22, которые просасывают вышедшие из печи газы через пылевую камеру 23 и электрофильтр 24; обеспыленные газы затем выпускают через дымовую трубу 25 в атмосферу. Уловленная пыль винтовыми транспортерами 26 направляется к пневмонасосу.

В описанной схеме рассматривается два способа возврата уловленной пыли в печь. Первый из них предусматривает возврат пыли в холодную часть печи. Тогда пневмонасос транспортирует пыль в бункер 27, установленный над гранулятором 28. Последний предназначен для получения гранул из пыли путем добавления к ней шлама или воды. Гранулы загружают в печь посредством периферийного загрузателя 29, расположенного на корпусе печи в полой ее части, вблизи от зоны навески цепей.

При втором способе возврата уловленной пыли в печь пневмонасос направляет пыль по трубопроводу непосредственно в зону горения или подает в бункер 30, установленный у головки печи. Отсюда пыль с помощью специального вентилятора по трубопроводу вдувается в печь со стороны горячего конца (через головку).

Основные производственно-технические показатели вращающихся печей группы 1, а) для мокрого способа обжига клинкера приводятся в табл. 1, а.

§ 4. Внутренние теплообменные устройства вращающихся печей

Навеска цепей. В печах для мокрого способа обжига группы 1, а) и б) интенсификацию процесса обезвоживания шлама достигают навеской цепей со стороны загрузочного (холодного) конца барабана. Наряду с этим навеска цепей, действуя как фильтр, в известной мере играет роль обеспыливателя проходящих через нее газов.

В практике применяют два способа навески цепей — навеска со свободными концами и гирляндная навеска с крепле-

Основные показатели вращающихся печей для мокрого способа обжига клинкера с внутрипечными теплообменными устройствами

№ п/п	Размеры печи,				Отношение длины к среднему диаметру корпуса	Производительность C , т клинкера/час	Удельный расход тепла q , ккал/кг клинкера	Влажность шлама W , %	Съем клинкера с полезного объема печи, $kg/m^3 \cdot час$	Съем клинкера, отнесенный к площади футеровки, $kg \cdot m^2 \cdot час$	Вес печи (без футеровки), т	Число опор, шт	Виды теплообменных устройств
	$D_{гор}$	$D_{ср}$	$D_{хол}$	$L_{общ}$									
1	2,5	×	75		30	7,08	1500	36,0	24,9	13,7	420	4	цепи
2	3,3	(3,0)	3,3	×	118	15,6	1650	36,0	20,0	14,9	815	6	цепи
3	3,6	(3,0)	3,6	×	125	18,7	1625	36,0	19,9	15,4	900	7	цепи
4	3,6	(3,3)	3,6	×	150	25,0	1600	36,0	20,8	16,5	1100	9	цепи
5	3,65	×	153		42	29,5	1500	36,0	22,3	18,4	1300	7	цепи, я. т. *
6	4,0	×	150		38	35,0	1650	36,0	21,7	20,1	1500	7	цепи, я. т., ф. п.
7	4,5	(5,0)	4,5	×	135	50,0	1500	36,0	23,4	26,2	2200	7	цепи, я. т.
8	4,5	(4,0)	4,5	×	165	50,0	1300	36,3	22,9	23,6	—	7	цепи
9	4,5	×	170		38	50,0	1450	36,0	21,2	22,3	2175	7	цепи, я. т., ф. п.
10	5,0	×	185		37	61—72	1400—1650	36,0	20—23,5	23,3—27,4	3500	8	цепи, я. т., ф. п.
11	5,35	(4,9)	5,8	×	175	**	117,0	32,0	33,4	42,3	2390	7	цепи
12	5,3	×	230		43	72,0—83,4	1375—1625	35,0	16,0—18,5	20,0—23,1	—	—	цепи, я. т., ф. п.
13	5,6	×	183	***	33	83,5	1450	36,0	20,7	27,6	—	—	—

* Я. т. — ячейковые теплообменники; ф. п. — фильтры-подогреватели.
 ** Печь работает на нефелиновом шламе.
 *** По приближенному расчету.

нием за оба конца. При первом способе навески цепей (рис. 2) последние крепят параллельными рядами к внутренней стороне корпуса через швеллер или специальные кольца одним кондом, другой конец не закреплен. Длина каждой цепи



Рис. 2. Цепная завеса со свободными концами (овальные цепи)

составляет обычно 0,6—0,7 от размера диаметра печи в свету, расстояние между рядами цепей 200—250 мм.

При навеске цепей гирляндами (рис. 3) их крепят обоими концами так, что крепление концов смещается по винтовой линии.

Оптимальные условия работы гирляндной навески достигаются по Г. Борншейну*, если:

а) угол между прямой, соединяющей точки подвески цепей в развертке, и осью печи составляет около 60° (рис. 4);

б) расстояние между точками подвески, спроектированное на продольную ось печи, примерно равно внутреннему ее диаметру;

в) цепи свисают до середины печи или немного ниже.

По сравнению с первым способом навески цепей, гирляндная навеска выгодно отличается тем, что цепи не истирают стены печи (футеровку) и способствуют продвижению мате-

* G. Bornschein, Silikattechnik, № 8, 1957.



Рис. 3. Гирляндная цепная завеса (цементный завод «Октябрь»)

риала. При этом получаемые из высыхающего материала гранулы не разрушаются цепями, что приводит к сокращению выноса пыли из печи газовым потоком.

Согласно исследованиям Ф. Г. Банита*, значения коэффициента теплоотдачи, отнесенного к поверхности цепей со свободно висящими концами, колебались от 10 до 20 $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$, тогда как при гирляндной навеске они находились в пределах 30—50 $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$.

Вместе с тем следует отметить, что навеска цепей со свободно висящими концами по сравнению с гирляндной навес-

* Труды института «НИИЦемент», вып. 11, 1959.

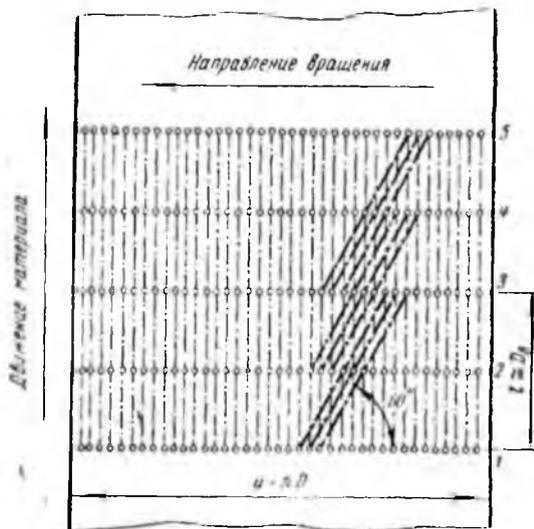


Рис. 4. Схема навески цепей гирляндами

кой позволяет достигать более развитую поверхность цепей, приходящуюся на 1 м^3 рабочего пространства печи. Учитывая это преимущество, в практике часто применяют комбинированную навеску: со стороны холодного конца печи на небольшом участке устанавливают цепи со свободно висящими концами, где они выполняют роль «мокрого фильтра» — обеспыливателя газов; остальную (основную часть) зоны заполняют гирляндовой навеской цепей.

Для обоих способов навески используют стандартные овальные корабельные цепи с диаметром прутка от 16 до 26 мм. Общая длина цепей во вращающейся печи зависит от физических свойств шлама (влажности, текучести и др.) и достигает 6—8 км, а их эффективная поверхность 1200—1500 м^2 .

Возможно, что применение цепей с круглыми (кольцевыми) звеньями окажется более рациональным, вследствие более равномерного износа звеньев и большей удельной поверхности по сравнению с овальными цепями. Характеристика овальных и кольцевых звеньев приводится в табл. 1, б.

Длина зоны навески цепей для вращающейся печи с отношением $\frac{L}{D} > 25$ приближенно определяется по формуле *:

$$\Delta L_{\alpha} = 0,07 \cdot L \left(0,1 \frac{L}{D} - 1 \right),$$

* Ю. С. Лурье. Портландцемент, Госстройиздат, 1959.

Таблица 1,6

Характеристика цепей с овальными и кольцевыми звеньями

Показатели	Диаметр прутка цепи, мм				
	16	18	20	23	26
Вес 1 м овальной цепи (ГОСТ 2319—53), кг . . .	5,6	6,94	8,76	11,40	14,51
Поверхность 1 м овальной цепи (ГОСТ 2319—53), м ² /м	0,149	0,164	0,186	0,213	0,239
Поверхность 1 кг овальной цепи, м ² /кг	0,027	0,024	0,021	0,019	0,016
Вес 1 м цепи с кольцевыми звеньями, кг	8,7 (8,6)	10,7 (7,6)	13,3 (9,3)	17,6 —	22,4 —
Поверхность 1 м цепи с кольцевыми звеньями, м ² /м	0,215 (0,152)	0,241 (0,174)	0,268 (0,233)	0,313 —	0,356 —
Поверхность 1 кг кольцевой цепи, м ² /кг	0,025 (0,025)	0,023 (0,029)	0,020 (0,025)	0,018 —	0,016 —

Примечание. В скобках приведены данные по импортным цепям, где $\Delta L_{ц}$ — длина цепной зоны, м;

L — длина печи, м;

D — средневзвешенный диаметр печи в свету, м.

Более точное определение длины цепной зоны, в зависимости от конкретных условий работы цепи, делается в результате теплового расчета.

Фильтры-подогреватели. Эти устройства предназначены в основном для обеспыливания внутри печи (у холодного ее конца) газов, прошедших навеску цепей, что значительно облегчает работу запечных пылесадителей. Кроме того, в фильтрах-подогревателях происходит нагрев шлама до 40—70°, что улучшает утилизацию тепла газового потока.

Фильтры-подогреватели устанавливают внутри печи на расстоянии (1,0—1,5) D от ее холодного конца. При установке их в этом месте обычно не происходит вылета брызг шлама из печи или перелив его через шайбу в пыльную камеру, но создается подпор шлама, необходимый для заполнения им фильтра-подогревателя.

Известны три основных типа фильтров подогревателей:

1) прямоточного типа с поперечным расположением решеток;

2) с продольным расположением решеток;

3) цепные или коврикковые фильтры-подогреватели.

Прямоточный фильтр-подогреватель (рис. 5) представляет собой две металлические решетки 1, расположенные поперек

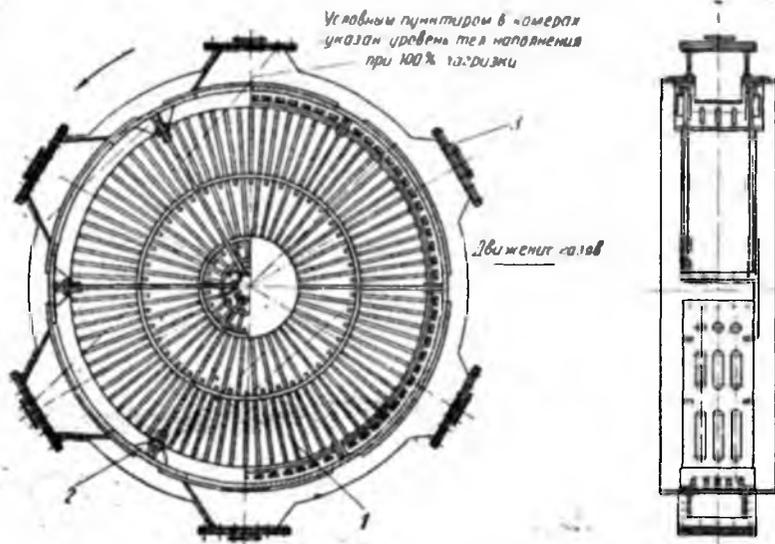


Рис. 5. Прямоточный фильтр-подогреватель

печи на расстоянии друг от друга 0,5—0,7 м. Межрешеточное пространство при помощи радиальных глухих перегородок 2 делится на несколько (обычно шесть) секций. Снаружи корпуса печи над каждой секцией имеется так называемый карман 3, предназначенный для свободного перемещения тел наполнения, их загрузки и выгрузки. В качестве фильтрующей насадки в аппарат разгружаются металлические фигурные кольца или обрезки труб, заполняющие собой 50—80% объема каждой секции. Диаметр и длину колец выбирают в пределах 80—150 мм. Поступающий в печь шлам проходит через нижние щели решеток, смачивает часть насадки и выливается в нижние карманы фильтра. Вследствие вращения печи, шлам из верхних карманов сливается к центральной части фильтра, обильно смачивая металлические кольца. Таким образом, запыленные газы профильтровываются через смоченную насадку, и часть пыли оседает на ее поверхности. В результате тесного соприкосновения газов со шламом температура его повышается до 40—70°.

В фильтрах-подогревателях с продольным расположением решеток (рис. 6) поперечное сечение печи делится на четыре секции *AA* и *BB* и состоит из 12 ячеек, выполненных в виде креста. Горячие газы входят через открытые со стороны горячего конца секции *A—A* (и закрытые с холодной стороны). Внутри устройства газы, изменив направление на 90°,

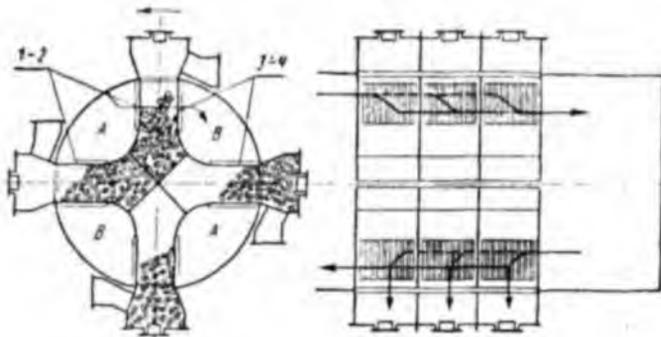


Рис. 6. Фильтр-подогреватель с продольным расположением решеток:

A — секция входа газа и выхода шлама, *B* — секция выхода газа и выхода шлама

проходят через продольные решетки 1—2, профильтровываются через слой смоченной шламом насадки, а затем выходят из устройства через продольные решетки 3—4 и секции *B*—*B*.

Шлам движется навстречу газам: поступает через открытые со стороны холодного конца секции *B*—*B* (и закрытые с горячего конца), проходит через слой насадки и выходит из устройства через секции *A*—*A*. Длина фильтров-подогревателей с продольным расположением решеток 2,5—3,0 м.

Кроме рассмотренных выше, применяются также фильтры-подогреватели без решеток и перегородок. Они представляют собой скрепленные с корпусом печи цепные шторы или полотна, навешенные в один или несколько рядов по окружности корпуса вблизи от загрузочного конца печи (рис. 7). Данная специальная навеска цепей выполняет роль смоченной шламом насадки. Содержащаяся в газах пыль частично оседает на ее поверхности.

Шламовые фильтры-подогреватели, являясь дешевым обеспыливающим устройством, выгодны при сравнительно умеренных форсировках, низкой температуре газов в хвостовой части печей ($t_{0.2} < 200$) и наличии резерва тяги.

При форсированной работе печей, связанной с повышенными скоростями, температурами и запыленностью газового потока, фильтры-подогреватели работают плохо, вследствие забивания пылью и высыхания шлама на поверхности насадки. Таким образом, нормальная работа их может быть достигнута при образовании гранул сырья на выходе материала из цепной зоны с влажностью 8—12%.

При конструировании шламовых фильтров-подогревателей основными требованиями следует считать прочность конструк-

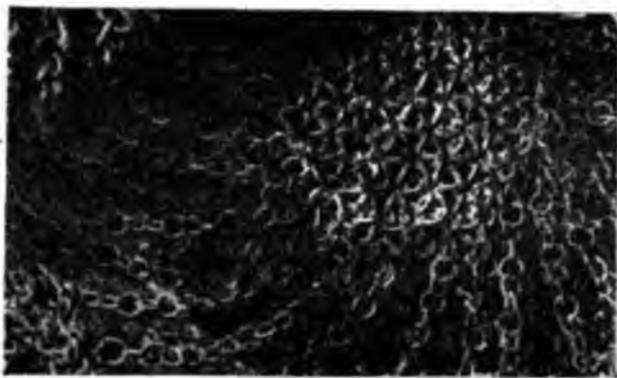


Рис. 7. Цепной фильтр-подогреватель с двумя фильтрующими поверхностями

ции, свободное (не жесткое) крепление прутьев решетки и возможно большее сечение прозоров решеток (50–70%).

В результате обработки опытных данных о работе фильтров-подогревателей прямоточного типа, проведенной Д. Я. Мазуровым, Ю. Е. Гусевым и другими, найдена следующая зависимость к. п. д. по пылеосаждению:

$$\eta_{\phi} = 1 - e^{-m\varphi \frac{F_{\phi}}{f_{св}}}$$

где η_{ϕ} — к. п. д. фильтра-подогревателя в долях единицы;

e — основание натуральных логарифмов ($e = 2,718$);

m — эмпирический коэффициент, который из опытных данных равен 0,09;

φ — степень заполнения фильтра-подогревателя;

F_{ϕ} — поверхность тел наполнения в фильтре, m^2 ;

$f_{св}$ — поперечное сечение фильтра (в свету), m^2 .

К. п. д. фильтров-подогревателей колеблется в пределах от 0,5 до 0,70.

По зарубежным литературным данным, запыленность дымовых газов после очистки их в шламовых фильтрах-подогревателях соответствует 1% расхода сырья. В случае вторичной очистки газов в электрических фильтрах потери сырья снижаются до 0,1–0,2% от расхода его на обжиг клинкера.

Ячейковые и звеньевые металлические теплообменники.

На небольшом участке по длине вращающихся печей, граничащем с горячим концом зоны навески цемента, устанавливаются ячейковые или звеньевые теплообменники. Опыт показывает, что установка их оправдывает себя в следующих случаях, когда обжигаемый материал поступает на участок раз-

№ 23422

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ АРХИВ

мещения этих устройств в виде гранул с влажностью порядка 10%. При пересушке материала внутри теплообменников происходит истирание гранул, вызывающее повышенную запыленность газового потока, что нежелательно. Вместе с тем эксплуатация теплообменников при повышенной температуре газов (выше 1000°) не может быть долговременной, так как при таком режиме они сравнительно быстро выгорают.

Ячейковые теплообменники делят поперечное сечение печи на секции (ячейки). В печах в зоне досушки диаметром 2—3 м теплообменник состоит обычно из пяти ячеек, при диаметре 4 м — из восьми и более ячеек. Ширина каждого теплообменника колеблется в пределах от 250 до 400 мм, общая длина участка от 4,0 до 12,0 м.

Шарнирный ячейковый теплообменник Гипроцемента* (рис. 8, а) состоит из жаростойких металлических полок с направляющими ребрами, которые способствуют перемещению

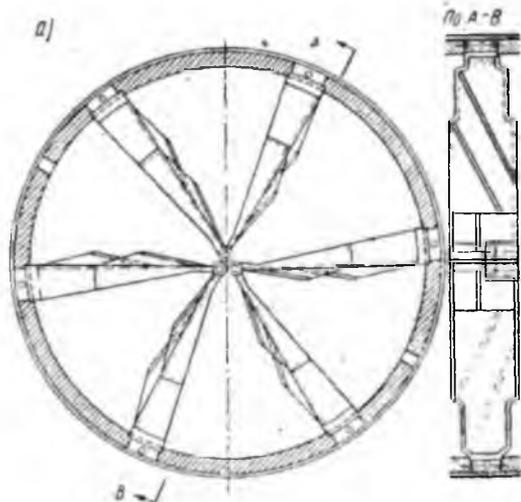


Рис. 8, а. Ячейковый теплообменник Гипроцемента с шарнирным соединением полок

материала вдоль печи. Полки шарнирно соединены с башмаками, приваренными к внутренней стороне корпуса печи. Концы каждой пары полок соединены также шарнирно между собой для компенсации теплового расширения. Полки при монтаже устанавливаются по длине участка печи относительно друг друга не по прямой линии, а под некоторым углом. Это позволяет создавать завихрение газового потока, способствующее более тесному контакту его с материалом. Ячейко-

* Цемент, № 3, 1954.

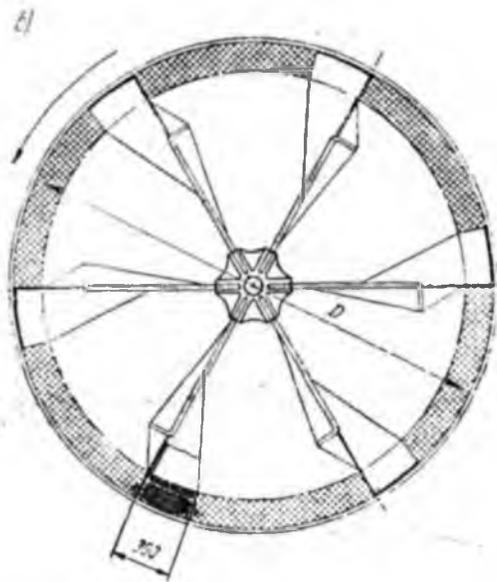


Рис. 8, б. Ячейковый теплообменник с центральной шайбой

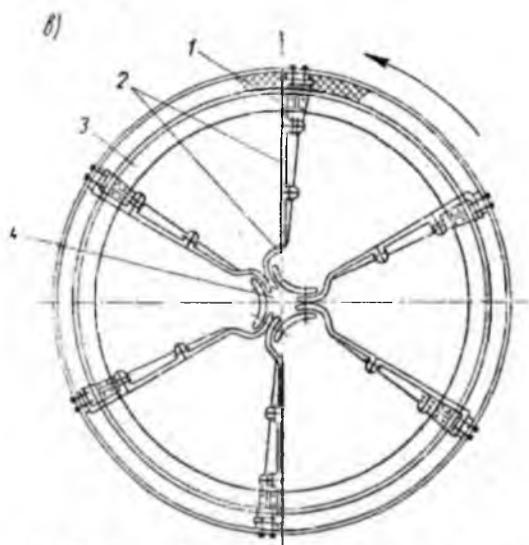


Рис. 8, в. Ячейковый теплообменник фирмы «Смидт»

вый теплообменник в некоторых конструкциях имеет центральную шайбу (рис. 8, б), в которую свободно входят полки. Конструкция теплообменника фирмы «Смидт» (рис. 8, в) отличается от других тем, что каждая полка собирается из трех частей: стойки 1, кронштейна 2 и винтовых направляющих 3, предназначенных для равномерного продвижения гранул с наименьшим разрушением. По оси печи полки соединяют с металлическими компенсаторами 4.

Теплообменник конструкции завода им. Тельмана (ГДР) состоит из 12 ячеек и предназначен для печей диаметром 5 м

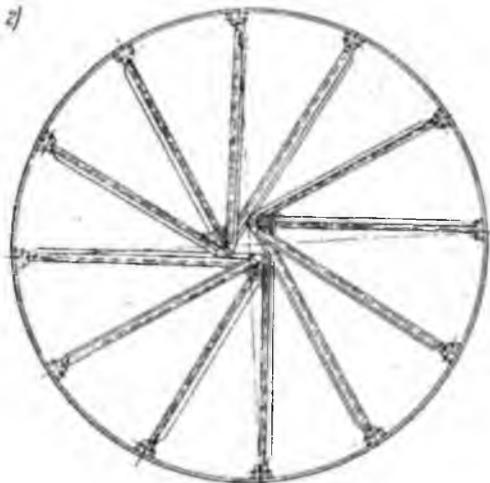


Рис. 8, г. Ячейковый теплообменник завода им. Тельмана

(рис. 8, г). Каждые четыре полки соединены в центре шарнирно; во время вращения печи шарниры меняют положение вследствие того, что основания полок также соединены шарнирно.

Отличительной особенностью работы теплообменников завода им. Тельмана является пересыпание гранул с верхних полок на нижние, в связи с чем гранулы выходят из теплообменника не по всему сечению, а только снизу, что позволяет сократить пылеунос.

Новая отечественная конструкция металлических теплообменников разработана институтом «НИИдемент» (автор Ф. Г. Банит) и названа звеньевым теплообменником (рис. 9). В комплект звеньевых теплообменников входят литые детали трех типов: основные звенья, звездочки и замыкающие звенья. Детали соединяют шарнирно (без болтов) в виде креста, концы которого прикрепляют к корпусу печи посредством

планок и пальцев. Количество крестов по длине печи устанавливается от 12 до 24 на участке длиной 2,5—5,0 м. По образующей цилиндра корпуса печи каждый из последующих крестов смещается по отношению к предыдущему примерно на 15°. Звено представляет собой ковш, поднимающий материал на определенную высоту. Работа звеньев теплообменника заключается в перелопачивании слоя материала и

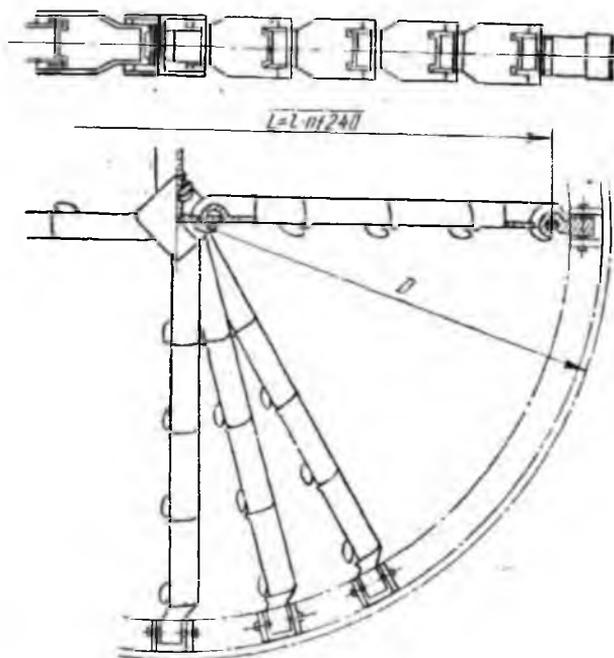


Рис. 9. Звеньевой теплообменник системы НИИцемента

увеличении поверхности соприкосновения греющих газов с материалом.

Другая отечественная конструкция металлических теплообменников разработана трестом «Оргцемент» (авторы Д. Я. Мазуров и Н. С. Куликов) и названа экранирующими теплообменниками (рис. 10). Они представляют собой мелкие литые детали, рабочая часть которых 2 имеет пирамидальную форму и выступает над поверхностью футеровки. Крепежной деталью является ножка 1, выполненная в виде клина, находящегося в шве огнеупорной кладки (т. е. между кирпичами). В результате получается ошипованная (экранированная металлом) поверхность футеровки.

Назначение экранирующих теплообменников—интенсивно

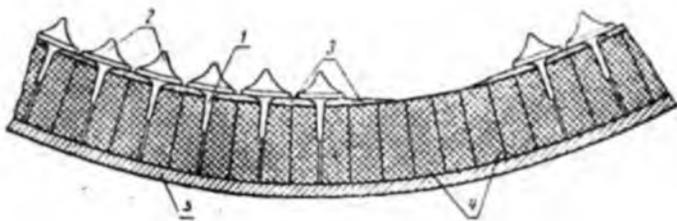


Рис. 10. Экранирующие теплообменники:

1 — ножка теплообменника, 2 — рабочая часть,
3 — цементный раствор, 4 — футеровка печи,
5 — корпус печи

передавать тепло от газового потока к материалу за счет увеличения теплопередающей поверхности и повышения теплопроводности стенок печи, соприкасающихся с материалом. Их устанавливают на участке печи, где материал практически уже высушен (влажность его не более 2%). Не рекомендуется размещать эти теплообменники на участке с влажным материалом, вследствие возможного налипания сырья на экранную поверхность.

Металлические теплообменники изготовляют из модифицированного серого чугуна, жаростойкого чугуна, жаростойкой стали марок X-28 и X-34, сплавов махроти ЭИ-921 и др. С повышением содержания в металле марганца, хрома и титана изделия из них могут применяться при температуре газов 1000—1100°.

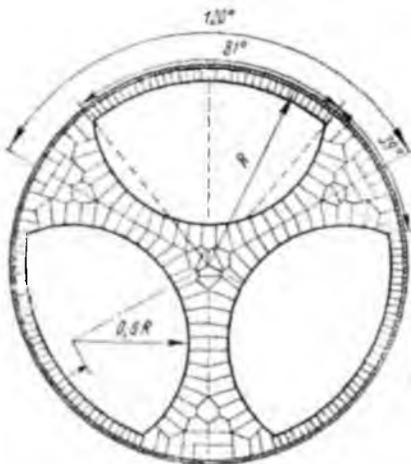


Рис. 11. Керамический теплообменник арочного типа

В зонах вращающихся печей, где температура газового потока выше 1000°, находят применение керамические теплообменники арочного типа. Арки делят сечение печи на два или три отсека (рис. 11). Площадь поперечного сечения теплообменника равна, примерно, 35% площади поперечного сечения печи. На больших вращающихся печах

($D > 4$ м) устанавливают три арочных теплообменника на расстоянии около 5 м друг от друга, длина каждой секции теплообменника от 6 до 9 м. Арочные теплообменники выпол-

няют из высокоглиноземистого (содержание $Al_2O_3 > 62\%$) фасонного кирпича, с огнеупорностью не менее 1800° и температурой начала размягчения под нагрузкой 2 кг/см^2 не ниже 1500° .

§ 5. Устройства для сжигания топлива во вращающихся печах

Пылеугольные горелки. При сжигании в печах пылевидного угля используются смеси различных топлив. Расстояние фронта горения от сопла горелки в значительной мере зависит от температуры воспламенения твердого топлива, которая изменяется для бурого угля в пределах от 250 до 450° , для каменного угля — от 400 до 500° .

Применять одни только трудновоспламеняемые топлива (с малым содержанием летучих) и высокорекреакционные бурые угли с большим выходом летучих не рекомендуется, так как в первом случае будет иметь место большое удаление фронта горения от сопла горелки при сокращении длины горящего факела и перемещении зоны горения в глубь печи; во втором случае, наоборот, воспламенение будет начинаться у самой горелки, что вызывает обгорание последней, а также нежелательное перемещение зоны горения в сторону головки печи.

Оптимальную длину горящего факела, равную примерно пяти диаметрам печи, и требуемое расположение зоны горения во вращающихся печах достигают при сжигании шихты пылеугольного топлива с содержанием летучих в пределах $15-25\%$. Нормальную тонкость помола угля ориентировочно определяют зависимостью $R = 0,6 \cdot V^p$, где R — ситовой анализ угольного порошка, определяемый по суммарному остатку на ситах 02 ($918 \text{ отверстий/см}^2$) и 0085 ($4450 \text{ отверстий/см}^2$), %; V^p — содержание летучих в угольном порошке, %.

В отличие от котельных пылеугольных горелок, конструкция которых предусматривает сокращение длины горящего факела за счет увеличения угла раскрытия, пылеугольные горелки вращающихся печей рассчитаны на получение прямоструйного и длинного горящего факела. Он распространяется по всей длине зоны спекания, где завершается процесс формирования клинкерных минералов и даже несколько превышает длину этой зоны. На вращающихся печах применяют прямые цилиндрические пылеугольные горелки, ось которых примерно параллельна оси печи. В некоторых случаях для разгона скорости истечения струи на конце пылеугольной горелки устанавливают прямолинейный конфузор, оканчивающийся цилиндром меньшего сечения, чем у основной подводящей трубы.

На пылеугольную струю, выходящую из цилиндрического насадка горелки, с известными допущениями могут быть распространены параметры свободной несжимаемой струи, вытекающей из цилиндрического канала (рис. 12). По данным И. Е. Идельчика* и Г. Н. Абрамовича**, на участке замедляющегося движения струи (от горелки до места встречи ее со стенками печи) ядро потока, в котором скорость на оси остается неизменной, распространяется на длину l , определяе-

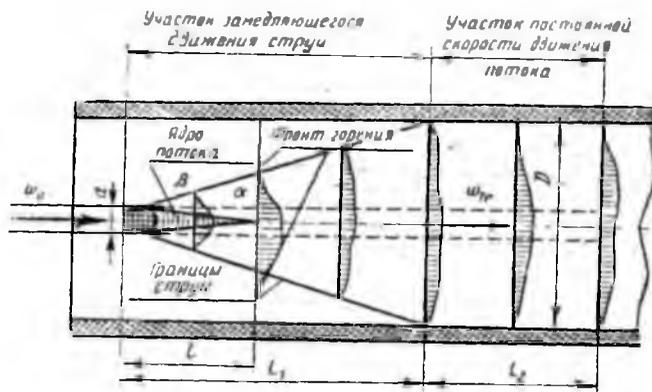


Рис. 12. Схема факела в зоне горения печи

мую углом сужения ядра, равным $\beta \approx 7^\circ$. Длина всего участка замедляющегося движения струи L_1 является функцией угла ее раскрытия, величина которого, независимо от изменения скорости, практически постоянна и составляет $\alpha \approx 15^\circ$. После встречи струи со стенками печи сечение потока становится равным свободному внутреннему сечению печи, и этот участок длиной L_2 , поскольку расход газов и сечение канала постоянны, может быть с известным приближением назван участком постоянной скорости движения потока.

Процесс горения твердых топлив отличается многообразием происходящих в нем явлений. Среди них важно выделить главные. Во вращающейся печи образование фронта горения начинается близко от устья горелки, так как здесь температура среды превышает температуру воспламенения топлива. Пламя уже существует в конце ядра потока. Поэтому для нормальных условий можно принять, что подогрев пылеугольной струи до момента воспламенения происходит

* Справочник по гидравлическим сопротивлениям, раздел II, Госэнергоиздат, 1960.

** Турбулентные свободные струи жидкостей и газов, Госэнергоиздат, 1948.

на участке l , а в конце этого участка начинается фронт горения. Тогда при сделанных допущениях распространение зоны горения во вращающейся печи определяется общей длиной топливного факела $L_{\phi} = L_1 + L_2$ и длиной горячей части факела $L_{z. \phi.} = L_{\phi} - l$.

Из геометрической схемы, изображенной на рис. 12, имеем:

$$L_1 = (D - d) : 2 \operatorname{tg} \alpha = (D - d) : (2 \cdot 0,2679) = 1,866 (D - d);$$

$$l = d : 2 \operatorname{tg} \beta = d : (2 \cdot 0,1228) = 4,072d.$$

Максимальное время горения частицы твердого топлива в основном определяется продолжительностью выгорания его коксовой части (углерода), которое может быть выражено зависимостью*

$$\tau = \frac{1}{f \cdot K_f}, \text{ сек.}$$

Здесь f — удельная поверхность угольной пыли, вычисляемая применительно к частицам шарообразной формы, согласно отношению

$$f = \frac{6}{\gamma_T \cdot \delta_{\max}}, \text{ м}^2/\text{кг};$$

γ_T — удельный (кажущийся) вес угля, $\text{кг}/\text{м}^3$ ($\gamma_T \approx 1400 \text{ кг}/\text{м}^3$);
 δ_{\max} — максимальный размер угольных частичек, м ($\delta_{\max} \approx 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$);

K_f — удельная скорость выгорания коксовой части углерода, $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{сек}$ ($K_f \approx 0,04 \text{ кг}/\text{м}^2 \cdot \text{сек}$).

В результате совместного рассмотрения геометрических параметров пылеугольной струи и закономерностей горения углерода получается следующее выражение для протяженности горящего пылеугольного факела:

$$L_{z. \phi.} = 1,87 (D - 3,18 \cdot d) \left(\frac{w^* - 1}{w^* + 1} \right) + \frac{w_{m. z.}}{JK_f}, \text{ м.}$$

Для приближенных расчетов это выражение приобретает упрощенный вид:

$$L_{z. \phi.} \approx 1,87 (D - 3,18 \cdot d) \left(\frac{w^* - 1}{w^* + 1} \right) + 1,16 w_{m. z.}, \text{ м.}$$

Здесь w^* — безразмерная избыточная скорость истечения пылеугольной струи, представляющая собой отношение скорости w_0 , $\text{м}/\text{сек}$, истечения струи из горелки к средней ско-

* Л. Н. Хитрин. Физика горения и взрыва. Изд. Московского университета, 1957, гл. 7 и 8.

рости $w_{т.з.}$, м/сек, потока топочных газов в зоне горения, отнесенной к поперечному сечению печи (в свету)

$$w^* = \frac{w_0}{w_{т.з.}}$$

Итак, длина горящего пылеугольного факела при прочих равных условиях увеличивается с увеличением диаметра печи D , избыточной скорости w^* и уменьшается с увеличением диаметра горелки d и тонкости помола угольной пыли, характеризваемой удельной поверхностью f .

В современных вращающихся печах применяются одно- или двухканальные пылеугольные горелки с прямолинейным конфузором. В двухканальной горелке (рис. 13) по внутреннему каналу 1 нагнетается пылевоздушная смесь, по внешнему (кольцевому) каналу 2 — чистый воздух, способствующий

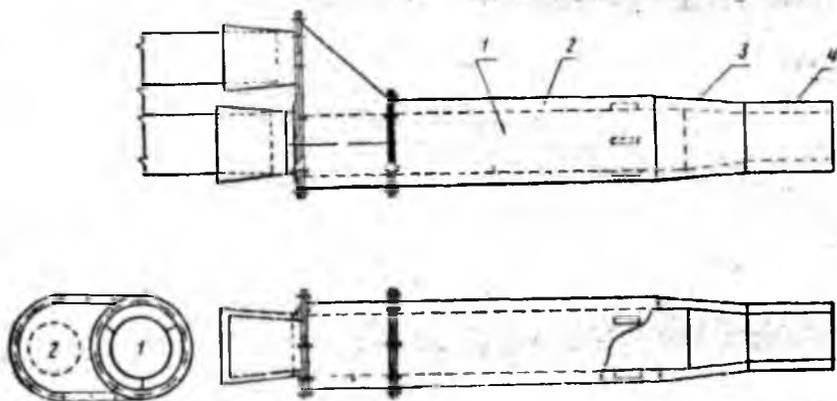


Рис. 13. Схема двухканальной пылеугольной горелки:

1 — внутренний канал, 2 — внешний кольцевой канал, 3 — коническая переходная часть, 4 — цилиндрический насадок

лучшему смесеобразованию угля с воздухом. Монтажная схема одноканальной угольной горелки изображена на рис. 14. Горелка подвешена на тележке 1 и снабжена выдвижным

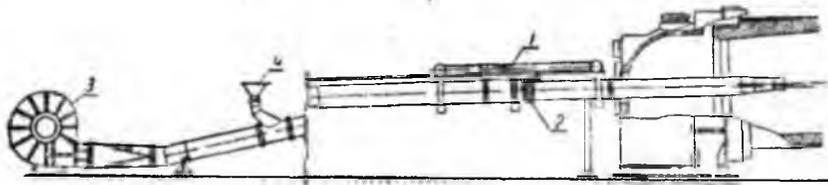


Рис. 14. Схема одноканальной горелки мощной вращающейся печи:

1 — тележка для перемещения горелки, 2 — выдвижное приспособление, 3 — дутьевой вентилятор, 4 — ввод угольного порошка

приспособлением 2, позволяющим изменять положение выходного насадка по вертикали, горизонтали, а также по длине. С обратного конца горелка присоединена к дутьевому вентилятору 3 и вводу топлива 4, через который угольный порошок засыпают в ствол горелки посредством питателя. На печах большой производительности устанавливают параллельно по две пылеугольных горелки, что дает возможность повысить тепловые напряжения и температуру в зоне горения.

Мазутные форсунки. В качестве жидкого топлива, сжигаемого во вращающихся печах, применяют мазут, температура воспламенения которого находится в пределах 360—400°. Мазут подогревают паром до температуры 65—110° перед подачей в форсунку. На выходе мазутной струи из сопла форсунки у поверхности струи образуется паровоздушная горючая смесь, быстро воспламеняющаяся вследствие высоких температур окружающей среды.

Таким образом, мазут сгорает в паровой фазе, и скорость горения в этом случае определяется скоростью парообразования. По экспериментальным данным И. И. Палеева и Ф. А. Агафоновой*, обобщенная удельная скорость парообразования и выгорания мазута с поверхности капель равна примерно $K_f \approx 0,11 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$, максимальный размер капель обычно не превышает $\delta_{\text{max}} \leq 0,35 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, объемный вес мазута равен $\gamma_T = 840 \text{ кг/м}^3$. Используя в данном случае, как было сделано ранее, геометрические пропорции свободной струи и пренебрегая при этом влиянием диаметра сопла мазутной форсунки на длину участка раскрытия струи, получим при упомянутых значениях K_f и γ_T следующую приближенную зависимость для длины горящего мазутного факела:

$$L_{z. \text{ ф.}} \approx 1,87 \cdot D \left(\frac{w^* - 1}{w^* + 1} \right) + 0,45 w_{m. z.}, \text{ м.}$$

Мазутные форсунки, применяемые на вращающихся печах, относятся к механическим форсункам высокого давления. Скорость истечения мазута, как несжимаемой жидкости, из сопла форсунки определяется формулой:

$$w_0 = K_{\phi} \sqrt{\frac{2g \cdot p}{\gamma_T}} \approx 0,145 \sqrt{p}, \text{ м/сек,}$$

где p — избыточное давление внутри форсунки, кг/м^2 (или мм вод. ст.): K_{ϕ} — коэффициент расхода форсунки, зависящий от конструкции последней и изменяющийся в пределах $K_{\phi} = 0,91 \div 0,99$.

* Исследование горения капель жидкого топлива. Сборник «Вопросы аэродинамики и теплопередачи в котельно-топочных процессах», Госэнергоиздат, 1958.

При сжигании мазута во вращающихся печах избыточное давление в ресивере обычно поддерживается $p = 15 - 20 \text{ атм}$, в связи с чем скорость истечения мазута из сопла форсунки равна $w_0 = 55 - 65 \text{ м/сек}$.

По конструктивным признакам мазутные форсунки, применяемые на вращающихся печах, делятся на форсунки с винтовыми распылителями и форсунки с тангенциальными распылителями. Форсунка первого типа (рис. 15) имеет два канала 1 и 2 для подвода мазута к съемным распылителям

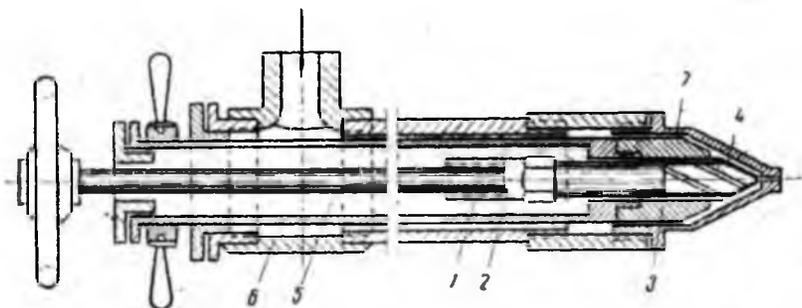


Рис. 15. Схема мазутной форсунки с винтовыми распылителями

3 и 4, на боковой поверхности которых нарезаны винтовые канавки, закручивающие мазутную струю. Распылители навинчены на штоки 5 и 6, которые путем вращения можно перемещать вдоль оси форсунки и изменять тем самым степень

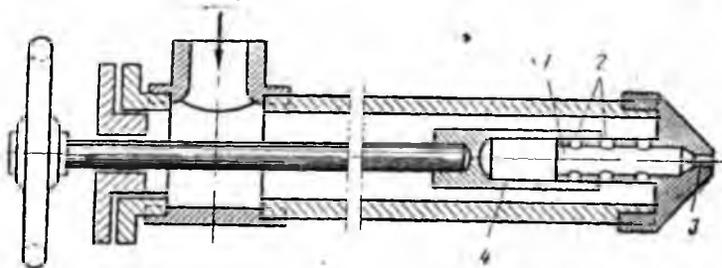


Рис. 16. Схема мазутной форсунки с тангенциальными распылителями

закручивания мазутной струи. Сечение сопла форсунки изменяют лишь заменой выходного насадка 7.

В форсунке второго типа (рис. 16) закручивание струи достигают с помощью тангенциального ввода мазута в элемент 1 через прорези 2. Степень закручивания определяют отношением площади прорезей 2 к площади выходного сопла 3; это отношение может изменяться перемещением поршня 4 вдоль оси форсунки.

Газовые горелки. В качестве газообразного топлива, сжигаемого во вращающихся печах, применяют, главным образом, природный газ, воспламеняющийся при температуре 530—700°. В отдельных случаях используют коксовый газ с температурой воспламенения 300—500°. Сжигание газа относится к гомогенному горению истекающей газовой струи, когда процесс смешивания ее с воздухом определяется степенью турбулентности потока, т. е. фактором скорости — с одной стороны, а также молекулярным переносом масс — с другой.

Согласно исследованиям О. Н. Ермолаева*, относительная длина горящего газового факела характеризуется экспериментальной зависимостью

$$l_{z, \phi} = \frac{L_{z, \phi}}{d} = 56,3 \cdot \text{Fr}^{0,125} \cdot \text{Pr}_D^{0,3}$$

где $\text{Fr} = \frac{w_0^2}{gd}$ — критерий Фруда, характеризующий степень молярного перемешивания потока газа и окружающей его окислительной среды;

$\text{Pr}_D = \frac{\nu_a}{D_2}$ — диффузионный критерий Прандтля;

ν_a — кинематическая вязкость воздуха при его начальной температуре T_a °К;

D_2 — коэффициент диффузии газа при его начальной температуре T_2 °К.

При расчете газовых горелок с высокими параметрами газа, когда истечение струи происходит согласно законам адиабатного истечения, необходимо определить требуемое давление газа p_2 перед выходом из сопла горелки. Для этого можно использовать приближенную эмпирическую зависимость:

$$p_2 \approx 1,35 \cdot q_S \cdot M_T^{1,3} \frac{T_a^{0,73}}{T_2^{0,41}} \text{ атм.}$$

Здесь $M_T = \frac{D}{L_{z, \phi}} = \frac{q_V}{q_S} D$ — показатель, характеризующий геометрический масштаб топочного пространства, а также соотношение нормируемых объемных теплонапряжений q_V и уровня форсировки топки q_S ;

$$q_S = \frac{G \cdot q}{0,785 \cdot D^2} \cdot 10^{-6}, \text{ Мккал/м}^2 \cdot \text{час};$$

$$q_V = \frac{G \cdot q}{0,785 \cdot D^2 \cdot L_{z, \phi}} \cdot 10^{-6}, \text{ Мккал/м}^3 \cdot \text{час},$$

* «Экспериментальное исследование газового факела», Труды Московского института химического машиностроения, т. 16, № 2, 1958.

G и q — производительность печи, кг клинкера/час и удельный расход тепла, ккал/кг клинкера.

Для печей, работающих по мокрому способу, $q_s = 4 \div 6$ Мккал/м²·час; $q_v = 0,25 - 0,35$ Мккал/м³·час; для печей сухого способа производства $q_s = 3 - 4$ Мккал/м²·час и $q_v = 0,25 - 0,3$ Мккал/м³·час.

Скорость истечения газовой струи из сопла горелки определяют по формуле

$$w_o = K_2 \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot 2g \cdot RT_2 \left[1 - \left(\frac{p_o}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \text{ м/сек.}$$

где K_2 — коэффициент расхода горелки ($K_2 \approx 0,95$),

$k = \frac{c_p}{c_v}$ — показатель адиабаты (для метана при $t \leq 100^\circ$ $k = 1,3$);

$R = \frac{p_2 V}{T}$ — газовая постоянная (для метана $R = 52,9$);

p_o — давление газовой среды в печи, куда попадает газ ($p_o \approx 1$ ата).

Наконец, диаметр сопла газовой горелки может быть найден из формулы:

$$d = 0,019 \sqrt{\frac{Q}{Q_n} \cdot \frac{p_o}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_o} \cdot \frac{1}{w_o} \cdot \frac{1}{n}}, \text{ м,}$$

где $Q = G \cdot q$ — тепловая мощность печи, ккал/час;

$p_o \approx 1$ ата и $T_o = 273^\circ$;

n — число параллельно действующих газовых горелок, шт.

Следует отметить, что при $p_2 \approx 2$ ата скорость истечения w_o достигает критических значений, и ни при каком сколько угодно большом давлении газ не может вытекать из обычного сопла со скоростью, превышающей местную скорость звука.

В практике цементного производства применяют газовые горелки с обычными цилиндрическими соплами, поэтому необходимое давление газа до истечения из сопла горелки составляет $p_2 \leq 2$ ата.

По своему конструктивному оформлению газовые горелки, применяемые на вращающихся печах, относятся к горелкам с частичным смешением газа с воздухом. В горелки подается 10—20% воздуха от общего его количества, необходимого для полного сжигания газа.

На рис. 17 изображена двухканальная газовая горелка с периферийным подводом воздуха: по внутреннему каналу

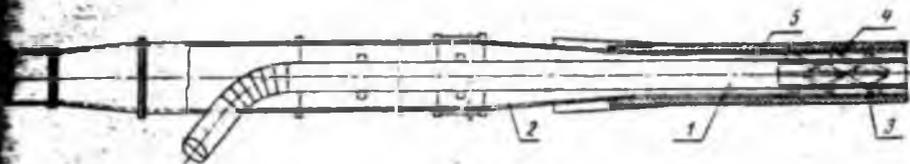


Рис. 17. Схема двухканальной газовой горелки

подается газ от сети, по внешнему (кольцевому) каналу 2 нагнетается воздух дутьевым вентилятором. Перед соплом горелки имеются завихряющие устройства для газа 3 и воздуха 4. Они способствуют ускорению образования горючей смеси и устойчивости фронта горения. Корпус горелки защищен теплоизоляцией 5.

На рис. 18 показана трехканальная газовая горелка с подачей воздуха по центральному каналу. Эта конструкция проходит экспериментальную проверку. Предполагается, что в данном случае, благодаря хорошему смешению газа с воздухом, будет ликвидирована химическая неполнота сгорания.



Рис. 18. Схема трехканальной газовой горелки

Газ подается от сети 6 по среднему кольцевому каналу 2, а воздух — по двум каналам: внутреннему 1 и внешнему кольцевому 3; соотношение количества воздуха, нагнетаемого по каналам 1 и 3, регулируется посредством дросселя 5. Газовоздушная смесь поступает в печь через конфузор 4. Горячая часть корпуса горелки защищена теплоизоляцией 7.

§ 6. Футеровка (внутренняя огнеупорная кладка) вращающихся печей

Футеровка предохраняет металлический корпус вращающейся печи от воздействия высоких температур, кладка ее осуществляется согласно техническим условиям*. Кроме то-

* Госстрой СССР. «Технические условия на производство и приемку строительных и монтажных работ по кладке промышленных печей и труб». СН 96-60, ч. 1, раздел 12; 1960.

го, футеровку обогревают газами до температур, превышающих температуры обжигаемого материала, и за один оборот печи соприкасается с основанием слоя материала всей своей поверхностью. В результате футеровка является теплообменным регенератором — она передает материалу за счет излучения и теплопроводности определенную часть воспринятого от газов тепла, что ускоряет общий ход процесса обжига клинкера.

Потери тепла корпусом печи в окружающую среду зависят при прочих равных условиях от толщины и теплопроводности футеровки. Для сокращения этих тепловых потерь применяют специальную теплоизоляцию, которую устанавливают между футеровкой и корпусом печи (вплотную). В целях интенсификации передачи тепла материалу футеровкой, ее теплопередающую поверхность можно увеличить посредством выкладки внутри печи арочных теплообменников из огнеупорного кирпича, а также путем придания открытой поверхности футеровки выпуклой формы типа пирамидок (рифленая футеровка). Указанные методы применяют на участках печи с высокими температурами газов, там, где металлические теплообменные устройства продолжительно служить не могут.

Огнеупорный кирпич укладывают при помощи растворов или прокладок в виде пластинок из мягкой стали. Пластинки могут быть гофрированными или плоскими. В продольных швах кладки устанавливают пластинки прямоугольной формы, в поперечных швах — пластинки трапециевидальной формы. Толщина плоских пластинок 1,25–2 мм, гофрированных 1–1,5 мм. Безобжиговый кирпич в металлических кассетах укладывают без прокладок, насухо, так как стенки кассет заменяют прокладки.

Метод кладки футеровки состоит в том, что кирпичи устанавливают продольными рядами вдоль образующей цилиндра корпуса печи с «перевязкой» поперечных швов за счет смещения соседних рядов относительно друг друга по длине на полкирпича. Кладка футеровки сопровождается периодическими поворотами печи с раскреп-

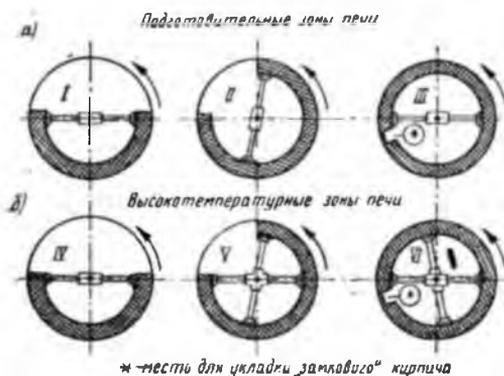


Рис. 19. Схема укладки огнеупоров во вращающейся печи

лением уложенного огнеупора винтовыми домкратами. На самом высокотемпературном участке печи (зона спекания и экзотермическая зона) укладываемая футеровка крепится двумя рядами домкратов (рис. 19, IV, V и VI). На остальных участках крепление футеровки может осуществляться одним рядом домкратов (рис. 19, I, II и III). Для замыкания кладки по окружности (последние четыре ряда) применяется так называемый «замковый» кирпич, имеющий форму клина и точно подтесанный по месту «замка». Он выполняется на том же растворе или прокладках, на которых сделана основная часть футеровки, с последующим расклиниванием кирпичей специальными стальными прокладками с целью устранения неплотностей футеровки. Толщина швов кладки не должна превышать 2—3 мм.

Спецификация огнеупорного припаса и составы растворов, применяемых для кладки футеровки вращающихся печей, приводятся в табл. 2.

Таблица 2

Огнеупорный припас и растворы для кладки футеровки вращающихся печей *

Участок печи	Толщина слоя футеровки, мм	Виды и марки огнеупоров	Виды и составы растворов (в процентах по объему сухого вещества)
1. Головка печи	115	Шамотный кирпич класса Б, сорт I—II (технические условия 390—54)	Шамотно-глиняный раствор: шамотный порошок 79—80%, огнеупорная глина 20—19% и портландцемент марки 400—1%
2. Однобарабанная доменная печь	120	Многошамотный кирпич марок ЦМ-5 и ЦМ-6, сорт I—II	Портландцементное тесто (без гидравлических добавок)
3. Многобарабанный холодильный	65—100	Многошамотный кирпич класса Б, сорт I—II, а также стальные жаростойкие плиты	То же
4. Зона охлаждения: а) консольная часть печи	120—160	Многошамотный кирпич марок ЦМ-5 и ЦМ-6 и шамотный кирпич марок Ц-3, Ц-4, класса Б, сорт I (технические условия 390—54)	Шамотно-глиняный раствор на жидком стекле: шамотный порошок 70—80%, огнеупорная глина 30—20% с затворением на жидком стекле (350—400 л на 1 т сухой массы)
б) регенераторные отверстия (на входе клинкера)	200	Многошамотный кирпич марок ЦМ-3 и ЦМ-4, сорт I—II	Шамотно-глиняный раствор (состав см. п. 1)

* Технологические зоны вращающихся печей и температуры в них, см. гл. 6, § 1.

Участки печей	Толщина слоя футеровки, мм	Виды и марки огнеупоров	Виды и составы растворов (в процентах по объему сухого вещества)
в) порог и жаропое кольцо	500—700	Многошамотный кирпич марок ЦМ-1, ЦМ-2, ЦМ-3, ЦМ-4, класса А и Б, сорт I	Портландцементное тесто (без гидравлических добавок)
г) переходная часть зоны охлаждения	200	Тальковый кирпич марок 200Б и 200М, сорт I—II (ГОСТ 1517—42)	Магнезитовый раствор на жидком стекле: молотый магнезитовый порошок МПК-80%, молотые чугунные опилки или колчеданные отходы — 20% с затворением на жидком стекле (15—20 литров на 1 т сухой массы)
д) горячая часть зоны охлаждения	200	Хромомагнезитовый кирпич марок ХМ-4; ХМ-5, ХМ-7, сорт I—II (ГОСТ 5381—50)	Хромомагнезитовый раствор, молотый бой хромомагнезитового кирпича — 85%, молотые чугунные опилки или колчеданные отходы с затворением на жидком стекле (300—400 л на 1 т сухой массы). Вместо раствора могут применяться стальные пластинки с кладкой всухую
5. Зона спекания печи	200	Хромомагнезитовый кирпич [см. п. 4, д)]. Вместо него могут применяться: а) термостойкий магнезитохромитовый кирпич (ГОСТ 4689—49 и ТУОС 115—536)	Стальные пластинки или магнезитовый раствор [см. п. 4, г)]
	230	б) безобжиговый магнезитохромитовый кирпич в кассетах № 17 и № 12 (МПИУ 3529—53)	Раствор и прокладки не применяются
	200	в) тальковый кирпич сорт I (ГОСТ 1517—42)	Магнезитовый раствор [см. п. 4, г)]
6 Экзотермическая зона печи:			
а) горячая часть	200	Хромомагнезитовый кирпич [см. п. 4, д)]	Хромомагнезитовый раствор [см. п. 4, д)]
б) холодная часть	200	Тальковый кирпич [см. п. 4, г)]	Магнезитовый раствор [см. п. 4, г)]

Участки печей	Толщина слоя футеровки, мм	Виды и марки огнеупоров	Виды и составы растворов (в процентах по объему сухого вещества)
7. Зона декарбонизации	200	Шамотный кирпич марки Ц-1, Ц-2 класса А и Б, сорт I—II (технические условия 390—54)	Шамотно-глиняный раствор (см. п. 1) или портландцементное тесто (см. п. 2)
8. Зона дегидратации и подогрева	160	Шамотный кирпич [см. п. 4, а)]	То же
9. Зона досушки	120÷160	Многошамотный или шамотный кирпич [см. п. 4, а)]	Портландцементное тесто (см. п. 2)
Зона охлаждения	100÷120	Многошамотный кирпич [см. п. 4, а)] или клинкерно-цементный бетон	Портландцементное тесто (см. п. 2)
10. Зона выгрузки	115÷230	Шамотный кирпич класса Б и В, сорт I	То же

Теплоизоляция корпуса печей применяется на участках зон кальцинирования, дегидратации и подогрева. В высокотемпературных зонах, где условия службы огнеупора особенно тяжелы, теплоизоляция пока не применяется, так как еще не найдены для этих условий надежные методы сохранения требуемой механической прочности и долговечности огнеупорной кладки.

В п. 7, 8, 9, указанных в табл. 2, в подготовительных зонах теплоизоляция применяется в виде шамотного легковеса, которая укладывается на металлический корпус печи на цементном тесте полугустой консистенции. При этом возможное смещение футеровки по изоляции и ослабление кладки в результате вращения печи должно быть предотвращено устройством продольных скрепляющих рядов (рис. 20, а) и поперечных скрепляющих колец (рис. 20, б).

Эффективность применения теплоизоляции численно может быть выражена в виде отношения количества тепла, теряемого единицей поверхности корпуса печи, при наличии теплоизоляции, к тому количеству тепла, которое терялось бы такой же поверхностью в случае отсутствия теплоизоляции (назовем этот показатель коэффициентом снижения потерь тепла за счет теплоизоляции). При известных допущениях справедлива зависимость:

$$K_{из} = \frac{q_{из}}{q_0} \approx 0,5 \sqrt{\frac{R_{\phi}}{R_{из}}}$$

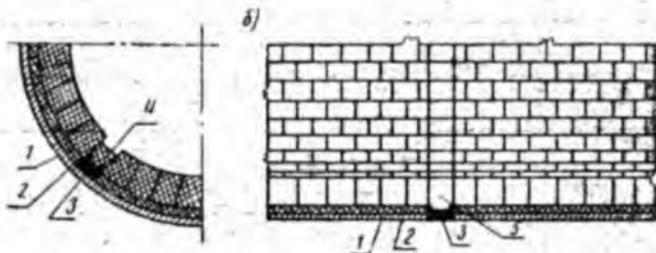


Рис. 20. Схема установки теплоизоляции в подготовительных зонах вращающихся печей:

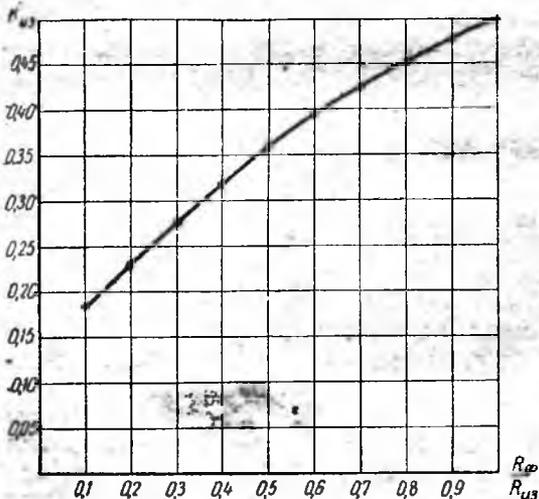
1 — корпус печи, 2 — слой шамотной лещадки, 3 — швеллер, 4 — продольный скрепляющий ряд, 5 — поперечное скрепляющее кольцо

где $q_{из}$ и q_0 — указанные выше количества тепла, теряемого в окружающую среду с теплоизоляцией и без нее;

R_{ϕ} и $R_{из}$ — термические сопротивления футеровки и теплоизоляции, т. е. отношения толщины слоя к его теплопроводности:

$$R_{\phi} = \delta_{\phi} / \lambda_{\phi} \text{ и } R_{из} = \delta_{из} / \lambda_{из}$$

Изменение значений $K_{из}$ представлено кривой на рис. 21. Рассмотрение его показывает, что при использовании в качестве теплоизоляции



45-миллиметровой шамотной лещадки, теплопроводность которой в среднем в 3 раза ниже теплопроводности плотных шамотных огнеупоров, потери тепла в окружающую среду изолированной поверхностью по сравнению с неизолированной снижаются почти вдвое (в пределах 65–85%). Значения $K_{из}$ могут регулироваться выбором соответствующих толщины слоев теплоизоляции и огнеупора, что, однако, зависит от механической проч-

Рис. 21. Коэффициент снижения потерь тепла корпусом вращающейся печи в окружающую среду за счет применения теплоизоляции футеровки

При футеровочных работах наиболее трудоемки транспортные операции: удаление из печи, затем из цеха старой выложенной футеровки и подачи новых огнеупорных материалов сначала к печи, а затем внутрь ее. Средствами механизации на ряде заводов служат передвижные секционные транспортеры, обеспечивающие подачу в печь около 3500 штук кирпичей в час без разборки форсунок (через нижний люк в головке печи).

Указанные транспортеры устанавливаются внутри печи; они занимают мало места. Достоинства таких транспортеров — небольшой вес, возможность изготовления силами механического цеха на любом цементном заводе, быстрота и легкость сборки, наладки и разборки. Все же следует отметить, что механизация футеровочных работ на цементных заводах еще не доведена до окончательных положительных инженерных результатов.

• Модернизация печей с запечными теплообменниками — концентраторами шлама

Применение концентраторов имеет целью интенсифицировать процесс испарения влаги шлама и при прочих равных условиях уменьшить длину вращающихся печей. В этом случае внутри печей отсутствует зона испарения с навеской цепей, поскольку она заменяется запечным концентратором, а относительная длина корпуса печей сокращается до предела:

$$\frac{L}{D} < 20.$$

Впервые концентраторы были применены в Германии и Англии в 30-х годах нашего столетия. В настоящее время самые мощные концентраторы изготовляют для укомплектования вращающихся печей производительностью не более 800 т клинкера в сутки. В нашей стране концентраторы шлама применяют в порядке модернизации некоторых печей старых типов, поскольку на новых заводах устанавливают длинные печи с цепями (см. гл. 1, § 3).

Испаритель влаги или концентратор шлама изображен на рис. 22. Он представляет собой установленный горизонтально цилиндрический барабан 1, закрытый с торцов глухими стальными днищами 2, отлитыми вместе с полыми цапфами 3. Боковая поверхность барабана образована стальными колосниковыми плитами 4, имеющими между собой зазоры порядка 60—70 мм и крепление при помощи продольных балок 5. Барабан вращается от привода 6 и опирается своими цапфами на подшипники, снабженные водяным охлаждением. Неподвижный металлический кожух 7 имеет нижнее 8 и верхнее 9 отверстия. Через нижнее отверстие поступают отходящие

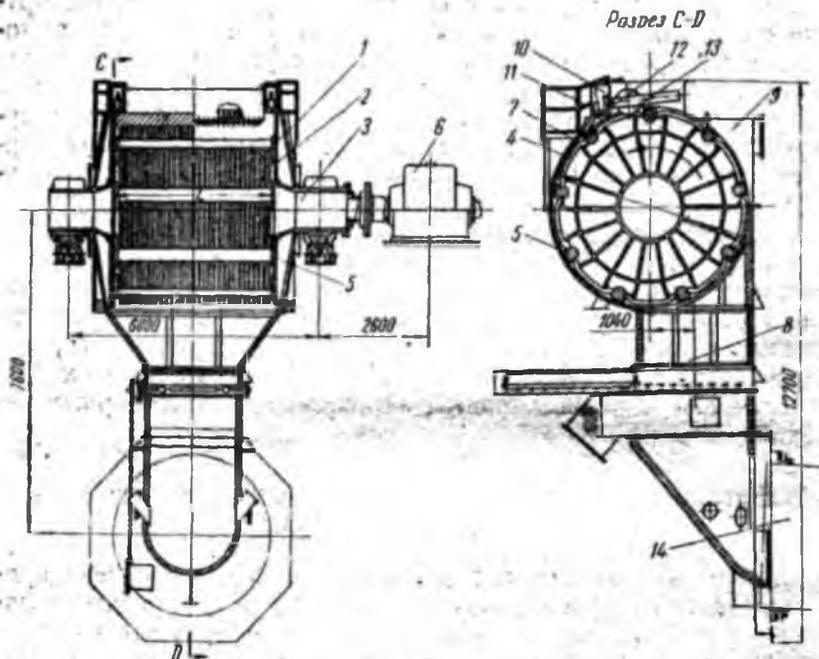


Рис. 22. Концентратор шлама

газы вращающейся печи 14 и выгружается высушенная в концентраторе сырьевая смесь. Верхнее отверстие предназначено для отвода из концентратора отработанных газов.

Барабан концентратора примерно до половины загружается металлическими кольцами, выполняющими роль фильтрующей насадки, благодаря которой значительно увеличивается поверхность контакта газов с материалом.

Тела наполнения представляют собой стальные или чугунные цилиндры с бортиками и тремя сквозными прорезями, расположенными по окружности под углом 120° относительно друг друга. Прорези предназначены в основном для уменьшения газодинамического сопротивления слоя фильтрующей насадки. Типичные размеры тел: диаметр — 160 мм, длина — 125 мм, прорези — 60×60 мм, вес одного тела — 4,7 кг.

Питание концентратора шламом осуществляется через распределительное устройство, представляющее собой лоток 10, расположенный по длине барабана и снабженный соплами 11. Чтобы шламы не попадали на продольные балки, а также колосники (это может вызвать замазывание межколосниковых щелей и течи от концентратора к печи), каждое сопло расположено над межколосниковой щелью. Подача

шлема в концентратор прекращается в момент, когда продольные балки проходят при его вращении под соплами шламового распределителя. Это достигается закрытием сопел клапанами 12, которые соединены системой рычагов с катком 13 и вращающимся барабаном.

При погружении катка в щель клапаны находятся в приподнятом положении и не препятствуют свободному истечению шлама через сопла. В момент подхода очередной продольной балки под сопло каток приподнимается, и рычажная система кратковременно перекрывает сопло клапанами. В некоторых конструкциях концентраторов предусматриваются устройства для постоянной очистки межколосниковых зазоров (тапа очистительных ножей).

Практикой установлено, что оптимальный режим работы вращающихся печей с концентраторами достигается в том случае, когда средняя конечная влажность выходящего из концентратора материала колеблется в пределах 8—12%. При переувлажнении материала сильно возрастают потери сырья в виде пыли, уносимой газовым потоком.

Основными недостатками концентраторов являются неравномерное распределение газов и материала в поперечном сечении загруженной насадки, неравномерная сушка материала и значительный вынос пылевидного сырья газовым потоком. Даже при нормальном режиме работы унос пыли достигает 15—20% от расхода сухого сырья, что требует иметь на печах с концентраторами многоступенчатые обеспыливающие установки для очистки отходящих газов и соответствующие механизмы для возврата в печь уловленной пыли.

Основные показатели вращающихся печей различной производительности с концентраторами приводятся в табл. 3. Результаты испытаний некоторых печей даны в табл. 4.

Таблица 3

Основные расчетные показатели вращающихся печей с концентраторами

Показатели	Производительность печей при начальной влажности шлама 35%, т клинкера/час						
	$G = 8,3$	$G = 10,4$	$G = 12,5$	$G = 16,7$	$G = 20,8$	$G = 25,0$	$G = 33,4$
Геометрические размеры, м:							
диаметр печи (внешний) .	3,0	3,2	3,2	3,4	3,6	3,75	3,9
длина печи	45	50	56	65	70	80	100

Показатели	Производительность печей при начальной влажности шлама 35%, т клинкера/час						
	G = 8,3	G = 10,4	G = 12,5	G = 16,7	G = 20,8	G = 25,0	G = 33,4
относительная длина печи	15	15,4	17,2	19,1	19,5	21,3	25,7
диаметр концентратора	3,5	4	4	4	4,5	4,5	5,2
длина концентратора	2,6	2,5	3	4	3,8	4	4
Расчетные показатели:							
удельный расход тепла, ккал/кг клинкера	1620	1600	1580	1560	1540	1520	1500
тепловая мощность печи, Мккал/час	13,45	16,65	19,75	26,1	32,0	38,0	50,0
уровень форсировки печи, Мккал/м ³ ·час	2,54	2,71	3,21	3,7	3,98	4,31	5,2
съемы клинкера с единицы полезного объема печи, кг/м ³ ·час	34,8	33,8	37,0	36,4	37,0	35,5	34,7
съемы клинкера с единицы поверхности футеровки, кг/м ² ·час	22,7	23,8	25,9	27,3	29,6	30,0	30,0
вес загружаемой в концентраторы насадки, т	14	17,5	21	28	35	42	56

Таблица 4

Результаты испытания некоторых вращающихся печей с концентраторами

Показатели	Размеры печей и концентраторов, м			
	Ø3,6×60 # Ø4,5×3,8	Ø3,5×70 # Ø4,5×3,8	Ø3,6×86 # Ø4,5×3,8	Ø3,75/4×80 # Ø4,5×4
Производительность печей, т клинкера/час	15,0	15,5—20,9	17—18	24,5
Удельный расход тепла, ккал/кг клинкера	1580—1620	1350—1360	1615—1730	1225
Влажность шлама, поступающего в концентратора, %	40	35—39	38—40	34,8
Влажность материала, выходящего из концентратора, %	8—12	7	4,5—12	9,3
Температура газов перед концентратором, град	675—700	678	690—755	745

Показатели	Размеры печей и концентраторов, м			
	Ø3,6×60 4,5×3,8	Ø3,6×70 4,5×3,8	Ø3,6×80 4,5×3,8	Ø3,75/4×80 4,5×4
Температура газов за концентратором, град	150—210	100	155—185	124
Температура материала, выходящего из концентратора, град	80—85	—	—	92
Разрежение перед концентратором, мм вод. ст.	2	17,5	—	5
Разрежение за концентратором, мм вод. ст.	35—40	—	—	48
Количество пыли, выносимой газами из концентратора, % от расхода сырья	20—22	19—20	—	7,3
Количество пыли, выносимой газами в атмосферу, % от расхода сырья	5—7	5	—	1,26
Коэффициент избытка воздуха перед концентратором	1,07	1,1	—	1,1
Коэффициент избытка воздуха за концентратором	1,29	1,18	—	1,38
Коэффициент избытка воздуха перед дымососом	2,10	—	—	1,42

Глава 2

ВРАЩАЮЩИЕСЯ ПЕЧИ ДЛЯ ОБЖИГА
КЛИНКЕРА ПО СУХОМУ СПОСОБУ

Выбор типа запечных теплообменных аппаратов при сухом способе обжига в известной мере определяется пластическими свойствами сырья. Если сырье пластично и из него после некоторого увлажнения сравнительно легко получить механическим путем прочные гранулы, тогда в качестве запечных утилизаторов тепла отходящих газов могут служить движущиеся колосниковые решетки, называемые *конвейерными кальцинаторами*.

В последние годы в мировой практике стал применяться комбинированный способ приготовления сырьевой смеси, когда после мокрого размола сырья полученный шлам с влажностью до 40—45% обезвоживается в вакуум-фильтрах; обезвоженный материал (с остаточной влажностью порядка 13—15%) гранулируется, а затем загружается в кальцинаторы вращающихся печей.

В тех случаях, когда сырьевые материалы непластичны и плохо гранулируются, за вращающимися печами устанавливаются либо циклонные или змеевиковые (закрытые) теплообменники, либо котлы-утилизаторы. Кроме того, иногда применяют длинные печи без запечных теплообменников-утилизаторов. Следует оговориться, что указанное аппаратное оформление, типичное для обжига непластичного сырья, может быть использовано и при пластичном сырье, без увлажнения и грануляции последнего.

§ 1. Вращающиеся печи с конвейерными кальцинаторами

Эти печные установки появились в 30-х годах текущего столетия после использования немецкой фирмой «Полизиус» изобретения, сделанного О. Лелленом (отсюда название печей — «Леполь»). Позднее эти печные установки стали также выпускать американская фирма «Аллис — Чальмерс» (США) под названием печей системы АЧЛ. В настоящее время в мировом цементном производстве работает более 130 вращающихся печей с конвейерными кальцинаторами. В нашей стране имеется пять действующих печей этого типа и еще несколько печей намечено к строительству.

Каждая печная установка комплектуется гранулятором сырья, конвейерным кальцинатором, вращающейся печью и холодильником. До поступления материала в печь в конвейерном кальцинаторе осуществляется подсушка, дегидратация и частичная декарбонизация сырьевой смеси за счет использования тепла выходящих из печи газов, которые просасываются (сверху вниз) через слой материала, расположенный на движущейся решетке кальцинатора.

За 30-летний период развитие конвейерных кальцинаторов (в смысле теплотехнического совершенствования) заключалось в переходе от схем с однократным просасыванием газов через слой материала к схемам с двукратным просасыванием. При прочих равных условиях в последнем случае полнее утилизируется тепло газового потока, и работа конвейерного кальцинатора становится более эффективной. Однако для обеих схем эффективность работы кальцинаторов во многом зависит от прочности и размеров сырьевых гранул. Поэтому качество грануляции сырья оказывает сильное влияние на интенсивность теплообмена, производительность печи, удельный расход тепла, размеры уноса пыли газовым потоком, расход сырья, гидравлическое сопротивление слоя (т. е. на энергозатраты), равномерность обжига и на другие показатели.

При смачивании сухой сырьевой муки тонкими струями воды и одновременном обкатывании увлажненной массы про-

исходит образование и укрупнение гранул — они приобретают необходимую механическую прочность. В зависимости от свойств сырья расход воды изменяется в пределах 10—15% от веса гранул. Величина гранул предпочтительно порядка 7—15 мм*.

При трудно гранулируемом сырье повышение прочности гранул достигается добавлением к сырью различных пластификаторов: глины (3—5%), сульфитно-спиртовой барды (0,5—2%), поваренной соли (1,0%), углекислого натрия (1,0%) и др. Сырьевые гранулы могут быть получены в грануляторах двух типов — барабанных и чашевых.

Барабанный гранулятор (рис. 23) состоит из металлического цилиндра, установленного на двух бандажах и четырех роликах, расположенных под углом 3—4°. Электродвигатель,

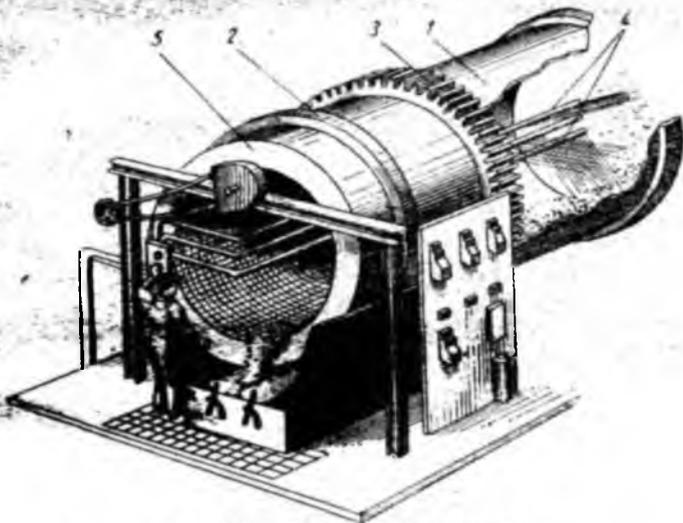


Рис. 23. Барабанный гранулятор:

1 — корпус, 2 — бандаж, 3 — венцовое зубчатое колесо, 4 — оросительные трубы,
5 — подпорная шайба

тель, соединенный с гранулятором через редуктор, подвешенную шестерню и ведомое венцовое зубчатое колесо, насаженное на барабан, приводит гранулятор во вращение со скоростью 8—12 об/мин.

В барабан с открытого нижнего торца вставлено несколько труб, имеющих по длине просверленные отверстия диаметром 2—3 мм для подачи воды. Сырьевая смесь загру-

* Ю. А. Бурковский. Сухой способ производства портландцементного клинкера. Госстройиздат, 1958.

жается через течку, укрепленную в торцовом днище верхнего конца, а образовавшиеся гранулы выходят через противоположный (нижний) конец, снабженный подпорной шайбой.

В барабанных грануляторах обычно не удается добиться равномерного зернового состава гранул — имеет место значительное содержание мелочи и даже пыли. Поэтому требуется непрерывно отделять гранулы от мелочи с помощью специальных просеивающих механизмов.

Более высокое качество грануляции сырья достигается в чашевых грануляторах. Основной деталью чашевого гранулятора (рис. 24) является вращающийся диск 1, наклон которого может изменяться от 35 до 60°. Диск вращается со скоростью 6—30 об/мин (в зависимости от диаметра) с по-

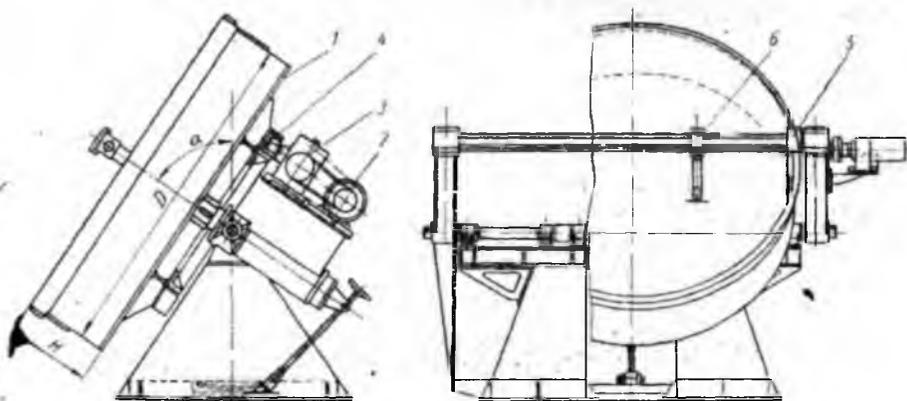


Рис. 24. Чашевый гранулятор

мощью электродвигателя 2, соединенного с ним через редуктор 3 и зубчатую передачу 4 с ведомой шестерней, насаженной на осевой вал. Настройка аппарата на получение гранул заданных размеров осуществляется изменением наклона диска 1, высоты периферийного борта и выбором места подачи материала и воды. Во избежание налипания материала на рабочие поверхности аппарата он снабжен неподвижным очистительным ножом 5, находящимся у борта, и перемещающимся ножом 6 для очистки рабочей поверхности диска.

В чашевых грануляторах по сравнению с барабанными получаются более прочные гранулы равномерной обкатки с необходимой пористостью. Эти гранулы достаточно стойки против разрушения в процессе термической обработки. Расчет габаритов рабочих органов чашевого гранулятора и энерго-

затрат на грануляцию материала ведется по следующим эмпирическим формулам:

производительность гранулятора

$$G = 0,35 \cdot D \cdot \gamma, \text{ кг/час};$$

высота периферийного борта

$$H = 0,1 \cdot D^2, \text{ м};$$

мощность электродвигателя

$$N = 8 \cdot 10^{-6} \cdot D^5 \cdot \gamma \cdot n \cdot \sin \alpha, \text{ квт.}$$

Здесь D — диаметр диска, м;

γ — насыпной вес гранул, кг/м³; $\gamma = 1000 - 1200$ кг/м³;

n — число оборотов гранулятора, об/мин;

α — угол наклона гранулятора, град.

Приведенные зависимости являются приближенными, и полученные по ним величины, например высота борта H , иногда изменяются по конструктивным и другим соображениям.

В частности, показатели чашевых грануляторов, выпускаемых заводами ГДР в г. Дессау (табл. 5), не полностью совпадают с полученными по формулам.

Таблица 5

Основные показатели чашевых грануляторов

Тип	Данные по диску			Электродвигатель		Производительность по сухой смеси, кг/час, G	Вес, включая привод (без мотора), кг
	диаметр D , м	высота борта H , м	число оборотов в минуту, n	мощность, квт, N	число оборотов в минуту, n		
GT 16	1,6	0,35	20—30	3,5	1000	1100	1100
GT 20	2,0	0,40	15	5	1500	4000	2750
GT 24	2,4	0,55	13	10	1500	8330—10820	3800
GT 28	2,8	0,65	11	12	1500	15000	5550
GT 32	3,2	0,70	8—10	20	750	20000	7000
GT 36	3,6	0,75	8—9	26	1500	24000	7300
GT 38	3,8	0,85	7—8	28	1500	26850	7550
GT 42	4,2	0,95	7—7,5	42	750	33350	12450
GT 45	4,5	1,00	6—7	42	750	37500	13000

Об эффективности грануляции сырьевой смеси судят прежде всего по сохранению гранул в процессе их сушки, т. е. в первой стадии термообработки. Подвергаясь действию горячих газов, каждая гранула в самом начале сушки прогревается в условиях, когда во всех ее пространственных точках температура незначительно растет при очень медленной убыли влагосодержания. Но вскоре наступает период постоянной скорости сушки, отличающийся тем, что изменение влагосодержания подчиняется линейному закону: темпе

ратуры во всех точках гранулы равны температуре мокрого термометра, поэтому внутренний температурный градиент равен нулю ($\frac{dt}{dt} = 0$), а внешний — константе. Данный период продолжается до определенной величины влагосодержания, при которой внутри гранул уже возникает температурный градиент ($\frac{dt}{dt} > 0$), характеризующий наступление второго периода с падающей скоростью сушки.

Второй период сушки для сохранения гранул более трудный, так как основной причиной их разрушения является наличие полей влагосодержания и температур со значительными перепадами этих величин, вызывающими касательные напряжения, обусловленные действием сжимающих и растягивающих сил. Гранула приобретает объемно-напряженное состояние и, как всякое неупругое тело, может разрушиться, если касательные напряжения превысят предел ее прочности.

Стало быть, разрушение гранул можно предотвратить, во-первых, сокращением температурного градиента и, соответственно, перепада влагосодержания в направлении радиуса («мягкая» сушка) и, во-вторых, наличием определенной начальной пористости гранулы, которая, однако, не идет в ущерб сохранению ее механической прочности. При этих условиях уменьшается усадка гранул, а следовательно, становятся меньше и напряжения сдвига.

Следует отметить, что технологические исследования, направленные к созданию указанных условий, еще не завершены и не могут быть рекомендованы для широкого практического использования.

Конвейерные кальцинаторы с однократным просасыванием газов через слой на многих заводах реконструируются с целью перехода на двойное просасывание газов, что улучшает теплоиспользование.

Конвейерный кальцинатор с однократным просасыванием газов (рис. 25) представляет собой металлическую камеру, футерованную огнеупорным кирпичом, внутри которой движется колосниковая решетка. Основой ее являются бесконечные цепи, между которыми шарнирно подвешены чугунные плиты (колосники). Цепи натянуты звездочками, установленными на валах. Верхняя часть решетки разделена на две части поперечной перегородкой, не доходящей до решетки на толщину слоя материала, т. е. на 150–200 мм. Аналогичная перегородка установлена между рабочей и холостой ветвями решетки.

Сырьевая мука подается из бункера в гранулятор, затем гранулы направляются через загрузочную воронку на движущуюся колосниковую решетку. Толщина слоя регулируется

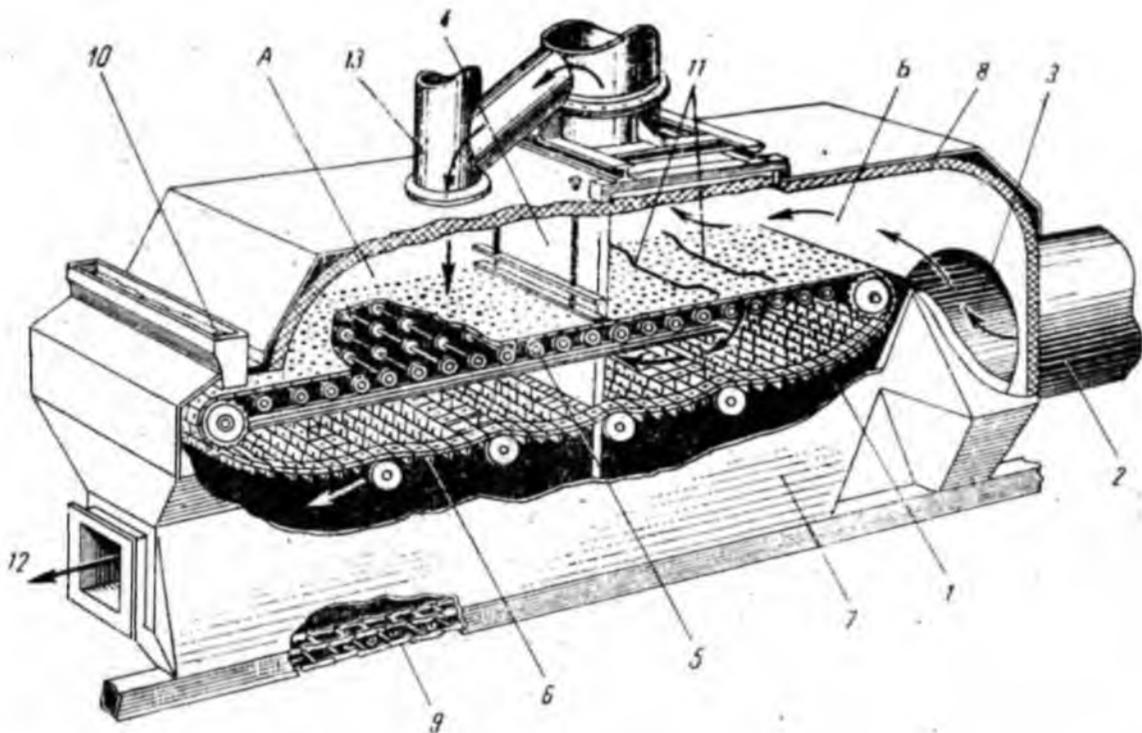


Рис. 25. Схема конвейерного калцинатора с однократным просасыванием газов:

- 1 — колосниковая решетки, 2 — вращающаяся печь, 3 — выход газов из печи, 4 — перегородка, 5 — стержни с роликами, 6 — колосники, 7 — металлический кожух, 8 — футеровки верхней части кожуха, 9 — цепной транспортер, 10 — загрузочная воронка с регулирующим шибером, 11 — гребенки для рыбления слоя материала, 12 — выход отработанных газов, 13 — воздухоподсасыватель

шибером, установленным в месте выхода материала из воронки. В первой «холодной» А камере происходит «мягкая» сушка материала при сравнительно низких температурах газов (250—300°), во избежание разрушения гранул. Во второй «горячей» В камере происходит дальнейший подогрев, а также частичная (10—15%) декарбонизация материала.

Горячие газы из вращающейся печи с температурой 900—1000° просасываются сверху вниз через слой материала, находящийся в «горячей камере» решетки, а затем направляются к выходному патрубку решетки за счет разрежения, создаваемого дымососом. Определенная часть горячих газов пропускается через дымовую трубу, служащую для розжига печи, затем разбавляется в воздухогазосмесителе окружающим воздухом и с температурой 250—300° поступает в первую «холодную» камеру.

Газы, прошедшие слой материала в первой камере, вливаются в общий поток и направляются в атмосферу. Температура газов, идущих на сушку гранул, регулируется изменением доли присадки окружающего воздуха, количество просасываемых газов — заслонками, расположенными под рабочей ветвью решетки «холодной» камеры.

На рис. 26 показана схема современной печной установки с конвейерным кальцинатором с двухкратным просасыванием газов*. Сырцевая смесь гранулируется в чашевых грануляторах. Конструкция конвейерной решетки в основном такая же, как и описанная ранее. Здесь все греющие газы проходят через слой материала, находящийся на решетке «горячей камеры». При этом газы обеспыливаются как за счет фильтрующей способности слоя, так и с помощью циклонов, установленных по ходу газов между горячей и холодной камерами кальцинатора. Пыль, осевшая в циклонах, возвращается через шнек и элеватор на повторную грануляцию. Обеспыленные газы соединяются в общий поток в коллекторах, а затем двумя промежуточными дымососами нагнетаются по трубопроводам в «холодную» камеру.

При двухкратном просасывании газов нет надобности добавлять к ним окружающий воздух перед поступлением их в камеру сушки гранул, так как температура газов после прохождения горячей камеры и циклонов снижается до 250—350°, что приемлемо для осуществления «мягкой» сушки.

Отработанные газы с остаточной температурой 100—150° дымососом выбрасываются в атмосферу. Иногда они вторично обеспыливаются в запечном пылеосадителе перед дымососом.

* Е. И. Ходоров. Современная технология производства цементного клинкера. Госстройиздат, 1960.

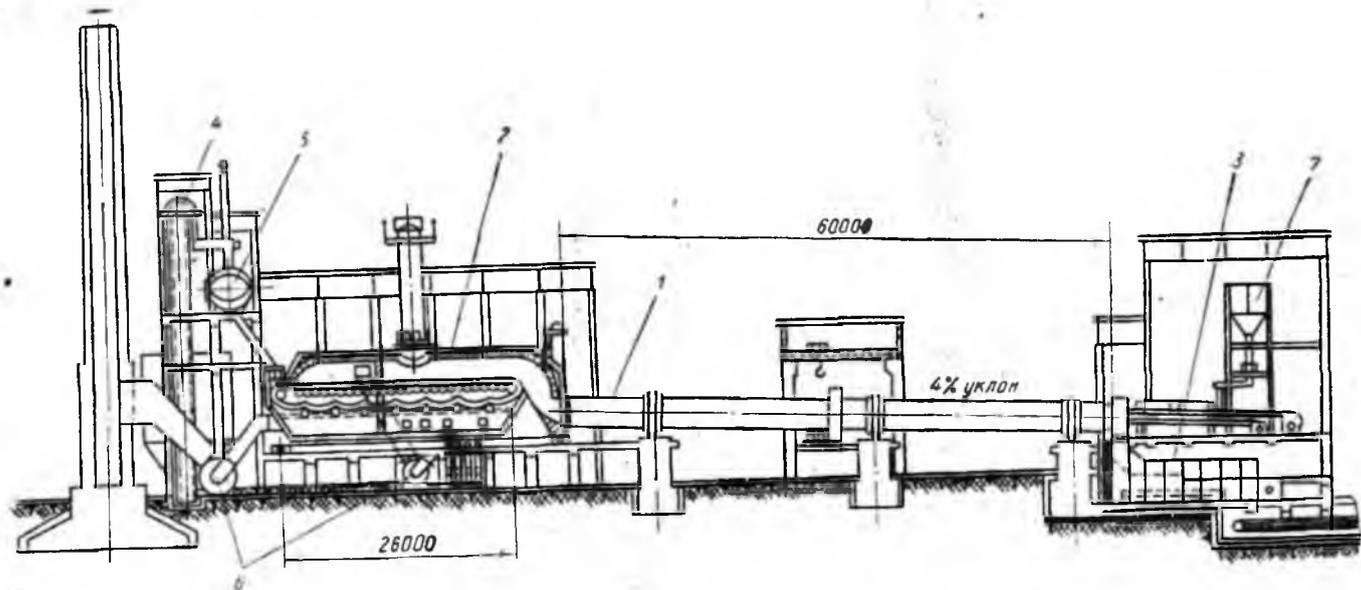


Рис. 26. Вращающаяся печь с конвейерным кальцином:

1 — печь, 2 — конвейерный кальцином, 3 — колосниковый холодильник, 4 — элеватор,
5 — чашевый гранулятор, 6 — дымососы, 7 — бункер для угольной пыли

В горячем конце кальцинатора материал снимается с решетки скребками и направляется в печь, а провалившаяся через решетку мелочь скребковым транспортером и элеватором подается во входную течку печи. В случае возврата провала на гранулятор ухудшался бы процесс грануляции, поэтому на современных установках это обычно не делается.

Основные показатели вращающихся печей различной производительности с конвейерными кальцинаторами приводятся в табл. 6. Результаты испытаний некоторых печей даны в табл. 7.

В нашей стране для некоторых новых цементных заводов проектируются печи с кальцинаторами (при двойном просасывании газов), имеющие следующие проектные данные:

Показатели	Расчетные данные
Вращающаяся печь	
Диаметр, <i>м</i>	4
Длина корпуса, <i>м</i>	60
Относительная длина $\frac{L}{D}$	15
Потребляемая мощность для вращения печи, <i>квт</i>	52
Производительность печи, <i>т клинкера/час</i>	35,4
Удельный расход тепла, <i>ккал/кг клинкера</i>	900
Тепловая мощность печи, <i>Мккал/час</i>	31,9
Уровень форсировки топки печи, <i>Мккал/м²·час</i>	3,13
Съемы клинкера с единицы полезного объема печи, <i>кг клинкера/м³·час</i>	58
Съемы клинкера с единицы поверхности футеровки, <i>кг клинкера/м²·час</i>	52
Вес печи вместе с конвейерным кальцинатором, <i>т</i>	599
Конвейерный кальцинатор	
Габариты решетки (ширина-длина = площадь), <i>м·м = м²</i>	$3,9 \times 24 = 93,6$
Потребляемая мощность для движения решетки, <i>квт</i>	$2 \times 9,0 = 18,0$
Вес кальцинатора, <i>т</i>	440

§ 2. Вращающиеся печи с циклонными теплообменниками

Вращающиеся печи с циклонными теплообменниками предложены Ф. Мюллером и впервые построены фирмой «Гумбольдт» (ФРГ) в 1950 г. При сравнении эффективности конвейерных кальцинаторов и циклонных теплообменников сле-

Основные расчетные показатели вращающихся печей
с монвейерными кальцинаторами (при двойном просасывании газов)

Показатели	Производительность печи, т клинкера/час						
	7—8	14—16	18—20	23—25	28—30	33—36	70—75
Геометрические размеры:							
диаметр печи, м	2,5	3,2	3,6	3,8	4,0	4,0	5,0
длина печи, м	26	33	40	48	53	60	80
относительная длина печи $\frac{L}{D}$	10,4	10,3	11,1	12,6	13,2	15,0	16,0
размер решетки кальцина- тора (ширина \times длина = площадь), м ²	2 \times 10 = 20	3 \times 11 = 34,5	3,2 \times 15 = 48	3,2 \times 20 = 64	4 \times 20 = 80	4 \times 25 = 100	5 \times 40 = 200
Эксплуатационные показатели:							
удельный расход тепла, ккал/кг клинкера	1100	1100	1050	1000	1000	950	950
тепловая мощность печи, Мккал/час	7,7—8,8	15,4—17,6	18,8—21,0	23—25	28—30	31—34	66—71
уровень форсировки топ- ки, Мккал/м ³ .час	2,2—2,5	2,5—2,8	2,9—2,8	2,5—2,8	2,8	3,0—3,3	4,2—4,5

Результаты испытаний некоторых вращающихся печей с конвейерными кальцинаторами

Показатели	Размеры печей и конвейерных кальцинаторов, м	
	Ø3,6×34 и 3,2×15	Ø3,6×40 и 3×21,7
Производительность печей, т клинкера/час . . .	18,1	24,5
Удельный расход тепла, ккал/кг клинкера . . .	1153	808
Влажность гранул, поступающих в кальцинатор, % . . .	11,8	12,5
Средний, начальный гранулометрический состав сырьевой смеси, %		
>10 мм	26	—
10—7 мм	37	—
7—3 мм	30	—
<3 мм	7	—
Насыпной вес гранулированной сырьевой смеси, кг/м ³	1017	—
Температура газов перед кальцинатором, град	1040	1000
Температура материала перед кальцинатором, град	40	—
Потери при прокаливании сырьевой смеси, %:		
на входе в кальцинатор	34,0	
на выходе из кальцинатора	19,8	
Коэффициент избытка воздуха в газах за кальцинатором	2,95 *	1,76
Разрежение над слоем, мм вод. ст.		
в горячей камере	+2—4	—
в холодной камере	+2—4	—
Разрежение под решеткой, мм вод. ст.		
в горячей камере	115—140	—
в холодной камере	30—60	—
Количество пыли, выносимой газами в атмосферу, % от расхода сырья	5,0	

дует отдать предпочтение последним. Печная установка с циклонными теплообменниками проще по конструкции и надежнее в эксплуатации, чем печь с конвейерным кальцинатором, хотя и требует более тщательной пылеочистки отходящих газов.

При циклонных теплообменниках используется порошкообразная сухая сырьевая смесь (без увлажнения и грануляции). Общий удельный расход тепла в связи с этим может быть снижен до 750—800 ккал/кг клинкера.

Упомянутые преимущества печей с циклонными теплообменниками привлекли к ним внимание, и за 10-летний период

* Повышенный коэффициент избытка воздуха свидетельствует о плохой газоплотности запечной системы.

в мировой практике появилось много таких установок. В нашей стране печи с циклонными теплообменниками также находят распространение. К недостаткам циклонных теплообменников относится их значительная высота (до 50—60 м), усложненная система обеспыливания газов и повышенный удельный расход электроэнергии по сравнению с печами с конвейерными кальцинаторами.

Схема циклонных теплообменников показана на рис. 27. Сырьевая смесь с влажностью 0,5—1,0% пневматическим насосом подается в приемный бункер 1, откуда при помощи

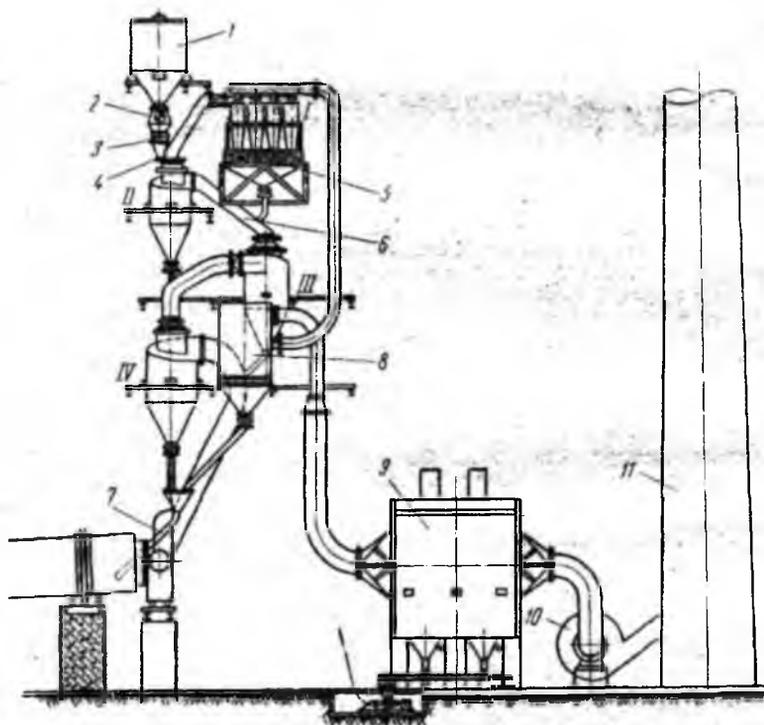


Рис. 27. Схема циклонных теплообменников

винтового транспортера 2 и секторного питателя 3 направляется в газопровод 4, соединяющий циклоны (по ходу материала) ступени I и II. Газы, выходящие из циклона II ступени, захватывают сырьевую смесь и вносят в циклон I ступени. Затем сырьевая смесь, осевшая в бункере 5, поступает через клапан-мигалку в газопровод 6, соединяющий циклоны ступени II и III, и вносится газовым потоком в циклон ступени II.

Таким образом, сырьевая смесь опускается вниз, проходя последовательно через циклоны всех ступеней, начиная с первой (холодной) и кончая последней (горячей). Попутное движение газов и материала существует лишь на входе в каждый из циклонов. В целом же схема циклонных теплообменников относится к противоточным тепловым схемам.

Сырьевая смесь, подогретая в течение 15—20 сек до температуры 700—800° и прошедшая все циклоны, поступает в питательную точку 7 вращающейся печи. В печи заканчивается процесс декарбонизации и образуются клинкерные минералы.

Горячие газы выходят из печи с температурой 800—950°, и в результате утилизации тепла в циклонных теплообменниках температура газов снижается до 200—300°. Обеспыливание газов, вышедших из циклона ступени 1, осуществляется в механическом пылеуловителе 8, затем в электрофильтре 9 или в других пылесадительных устройствах, как, например, рукавных фильтрах с мешками из стеклоткани и др.

Трудность применения электрофильтра в качестве окончательной стадии пылеулавливания после циклонных теплообменников заключается в необходимости в ряде случаев перед подачей газов в электрофильтр увлажнять их, так как в противном случае, вследствие незначительной ионизации сухих газов, осаждение пыли в электрофильтрах будет весьма недостаточное.

Очищенные газы с помощью дымососа 10 выбрасываются через дымовую трубу 11 в атмосферу. Для обеспечения транспортировки газов и материала через циклонные теплообменники, разрежение перед дымососом должно быть довольно высоким — порядка 600—1000 мм вод. ст., что вызывает повышенный расход электроэнергии.

Существуют печные установки с одной и двумя параллельно действующими ветвями циклонных теплообменников, каждая из которых комплектуется тремя-четырьмя циклонами. Одноветвевые схемы используются на вращающихся печах сравнительно небольшой производительности, двухветвевые — на мощных печах. В последнем случае выходящие из печи газы направляются из задней печной камеры в циклонные теплообменники через боковые окна по двум самостоятельно действующим газосоодам.

Согласно проекту Гипроцемента, на вращающейся печи Спасского цементного завода сооружена и введена в действие двухветвевая четырехступенчатая установка циклонных теплообменников. Производственными испытаниями зарегистрировано, что при производительности 15 т клинкера в час и

удельном расходе тепла примерно 1000 ккал/кг клинкера установка работает при режиме, указанном в табл. 8*.

Таблица 8

Результаты испытания вращающейся печи с циклонными теплообменниками на Спасском цементном заводе

Показатели	Горячие ступени циклонов типа Давидсона			Последняя холодная ступень (три циклона НИИОГАЗа)	Батарейный вылеулитель БЦ-100
	I	II	III		
Диаметр циклона (внутри), м	3,6	3,6	3,25	0,9×3 шт.	0,25×100 шт.
Сечение входного отверстия, м ²	0,96	0,96	0,78	0,065×3 шт.	.
Температура газов по ступеням:					
на входе, град	800	590	480	360	290
на выходе, град	590	480	360	290	200
Температура материала по ступеням:					
на входе, град	500	350	200	50	—
на выходе, град	700	500	350	200	—
Среднегарифмический температурный напор, град . .	96	110	142	197	—
Общее газодинамическое сопротивление циклонов и газоходов по ступеням, мм вод. ст.	100	100	130	350	150
Весовой удельный расход газов кг/кг клинкера	2,2	2,75	2,97	3,19	3,64
Удельный вес газов:					
нормальных, кг/м ³	1,48	1,46	1,44	1,42	1,40
реальных, кг/м ³	0,377	0,461	0,522	0,612	0,679
Часовой расход газов:					
нормальных, тыс. м ³ /час .	22,3	28,2	31,0	33,7	39,0
реальных, тыс. м ³ /час . .	87,8	89,1	85,5	78,0	80,5
Скорость движения газов на входе в циклон каждой ветви, м/сек	12,7	12,9	15,2	55,5	—
Весовая концентрация материала в газовом потоке кг/кг газа	0,77	0,62	0,57	0,53	0,47
Общий коэффициент газодинамического сопротивления циклонов и газоходов по ступеням	18,2	17,2	13,7	—	—
Время витания материала в циклоне, сек	5,4	5,3	4,05	—	—

* П. М. Димент и др. Гипроцемент. «Новое в науке и технике о цементе», № 77, 1959.

Показатели	Горячие ступени циклонов типа Давидсона			Последняя холодная ступень (три циклона НИИОГАЗа)	Батарейный пылеуловитель БЦ-100
	I	II	III		
Эквивалентный диаметр частиц сырьевой смеси, $\mu\text{м}$. .	17	17	17	—	—
Поверхность теплообмена, $\text{м}^2/\text{кг клинкера}$	229	229	229	—	—
Коэффициент теплоотдачи, отнесенный к поверхности материала, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$	22,8	15,1	14,4	—	—

Одноступенчатые циклоны, согласно нормам ВТИ, имеют следующую конфигурацию рабочего пространства: $a = 0,3054D_u$; $b = 0,3612D_u$; $d_u = 0,5872D_u$; $H_u = 2,4146D_u$; $h_u = 1,1869D_u$; $h'_u = 1,2277D_u$, где D_u , d_u , H_u , h'_u , h_u , a , b — соответственно внутренние диаметры корпуса и выходного стояка, полная высота, высоты цилиндрической и конической части, горизонтальная и вертикальная стороны прямоугольного входного отверстия. Поэтому перепад скоростей газов внутри циклона определяется зависимостью:

$$S_{вх} = a \cdot b = 0,0742D_u^2 \text{ м}^2.$$

Скорость движения газов в подводящих газоходах, а также во входном и выходном отверстиях циклона следует подбирать равной или несколько выше скорости витания твердых частиц в газовом потоке, рассчитанной по максимальному размеру частиц, причем теоретическая величина скорости витания находится из критериального уравнения:

$$\text{Re}_{\text{вит}}^2 \cdot \zeta_{\text{та}} = \text{Fe}^3 = 1,33 \text{ Ar} \left(\frac{\gamma_{\text{та}}}{\gamma_2} \right),$$

где $\text{Re}_{\text{вит}}$ — число Рейнольдса, соответствующее скорости витания $w_{\text{вит}}$ твердой частицы с диаметром $d_{\text{та}}$; Fe и Ar — критерии соответственно Федорова и Архимеда, характеризующие качественное состояние среды,

$$\text{Fe} = d_{\text{та}} \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{g}{\nu^2} \left(\frac{\gamma_{\text{та}}}{\gamma_2} - 1 \right)};$$

$$\text{Ar} = \frac{g \cdot d_{\text{та}}^3}{\nu^2} \left(1 - \frac{\gamma_2}{\gamma_{\text{та}}} \right);$$

здесь $\gamma_{\text{та}}$, γ_2 и ν — соответственно удельный (кажущийся) вес твердой фазы, удельный вес газа ($\text{кг}/\text{м}^3$) и кинематическая

вязкость ($\text{м}^2/\text{сек}$). Коэффициент лобового сопротивления частицы $\zeta_{\text{тв}}$ шарообразной формы при значениях $\text{Re} < 1000$, когда вязкость оказывает существенное влияние, изменяется по закону: $\zeta_{\text{тв}} = \frac{13}{\sqrt{\text{Re}}}$; с повышением скорости до пределов, характеризуемых $\text{Re} > 1000$, преобладающее влияние оказывает инерция среды, и значения $\zeta_{\text{тв}}$ становятся весьма близкими к константе $\zeta_{\text{тв}} \approx 0,48$.

Таким образом, указанное критериальное уравнение можно написать в следующем виде: для ламинарного и переходного режимов ($\text{Re} < 1000$):

$$\text{Re}_{\text{лит}} = 0,18\text{Fe}^2 - 0,217 \left[\text{Ar} \left(\frac{\gamma_{\text{тв}}}{\gamma_s} \right) \right]^{2,3},$$

для турбулентного режима ($\text{Re} > 1000$):

$$\text{Re}_{\text{лит}} = 1,44\text{Fe}^{1,5} = 1,67 \left[\text{Ar} \left(\frac{\gamma_{\text{тв}}}{\gamma_s} \right) \right]^{0,5}.$$

Рассмотрение приведенных зависимостей с учетом результатов испытаний циклонных теплообменников на Спасском и других цементных заводах показывает, что при прочих рав-

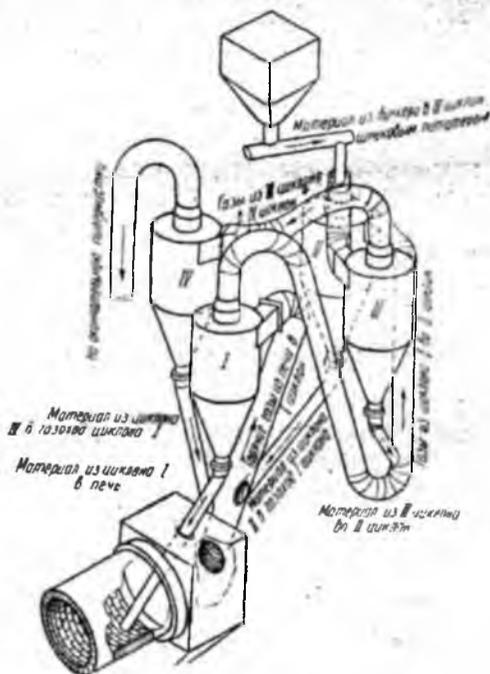


Рис. 28. Схема горизонтальной установки циклонных теплообменников, предложенная НИИцементом

ных условиях вертикальные размеры циклонной установки уменьшаются, а горизонтальные увеличиваются пропорционально корню квадратному из числа параллельно работающих ветвей. Поэтому в целях сокращения высоты сооружения интерес представляют многоветвевые установки, особенно для мощных вращающихся печей.

Нормали для циклонных теплообменников по высоте отличаются от нормалей циклонов-пылеуловителей уменьшенной относительной высотой. Пропорции вертикальных размеров циклонов-теплообменников примерно равны: $h'_ц = 0,6D_ц$; $h''_ц = 0,6D_ц$ и $H_ц = 1,6D_ц$, т. е. относительная высота их в 1,5 раза меньше, чем у пылесадительных циклонов.

Сейчас работают над новой конструкцией циклонных теплообменников, позволяющих при прочих равных условиях уменьшать общую высоту циклонной башни до величины значительно меньшей арифметической суммы высот циклонов всех ступеней.

Институтом НИИцемент предложена схема, предусматривающая установку четырех последовательно работающих циклонов на одной высотной отметке (рис. 28). При этом задача решается за счет особой конфигурации газоходов, соединяющих циклоны. В данной схеме, впрочем, как и в любой другой, имеются достоинства и недостатки. Вследствие удлинения пыле-газового тракта, количество тепла, передаваемо 10

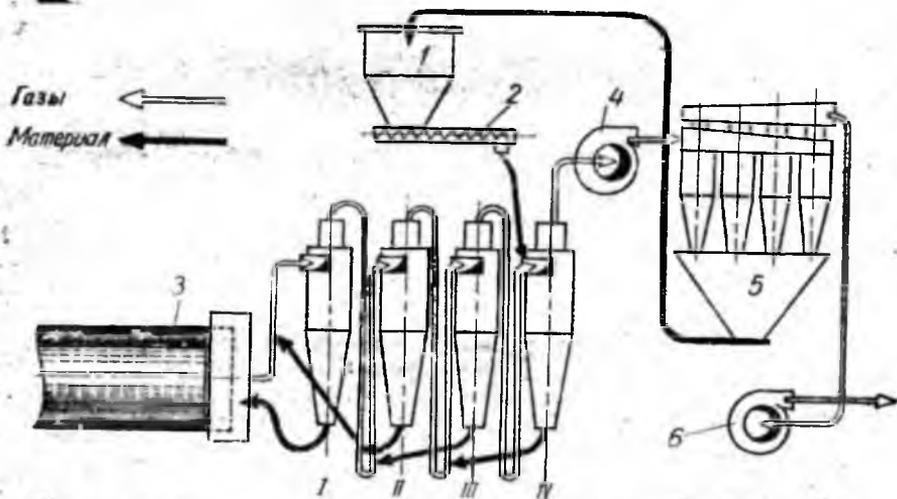


Рис. 29. Схема горизонтальной установки циклонных теплообменников (в один ряд), разработанная фирмой «Крупн»; I, II, III и IV — ступени циклонов по ходу газов:

1 — бункер сырья, 2 — питатель, 3 — загрузочный конец печи, 4 — дымсос первой ступени, 5 — пылесадитель, 6 — выхлопной дымсос

материалу, видимо, может быть несколько увеличено. Вместе с тем удлинение и дополнительные повороты газоходов, в случае сохранения прежних скоростей потока, потребуют повышения расхода электроэнергии на тягу. Стоимость строительства установки должна сократиться.

Разработка новых схем циклонных теплообменников ведется и за рубежом. Фирмой «Крупп» (ФРГ) создана циклонная установка к вращающейся печи производительностью 700 т клинкера в сутки, где циклоны размещаются на одной отметке и стоят в один ряд (рис. 29).

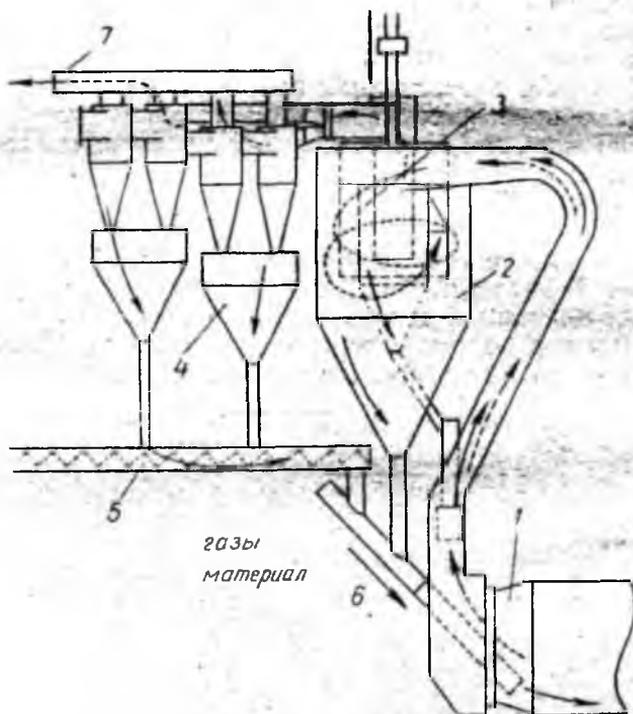


Рис. 30. Двухступенчатая циклонная установка фирмы «Смидт»:

- 1 — загрузочный конец печи, 2 — внешний циклон (1-я ступень), 3 — внутренний циклон (2-я ступень), 4 — пылесадители, 5 — шнек-пылеборник, 6 — загрузочная труба, 7 — выхлоп обеспыленных газов

Фирма «Смидт» (Дания) поставляет специальные подогреватели, выполненные в виде двойного циклона (внешнего и внутреннего) и снабженные обычными циклонными пылеуловителями (рис. 30). Известна также предложенная фирмой «Полнзиус» (ФРГ) циклонная установка с двумя ветвями цик-

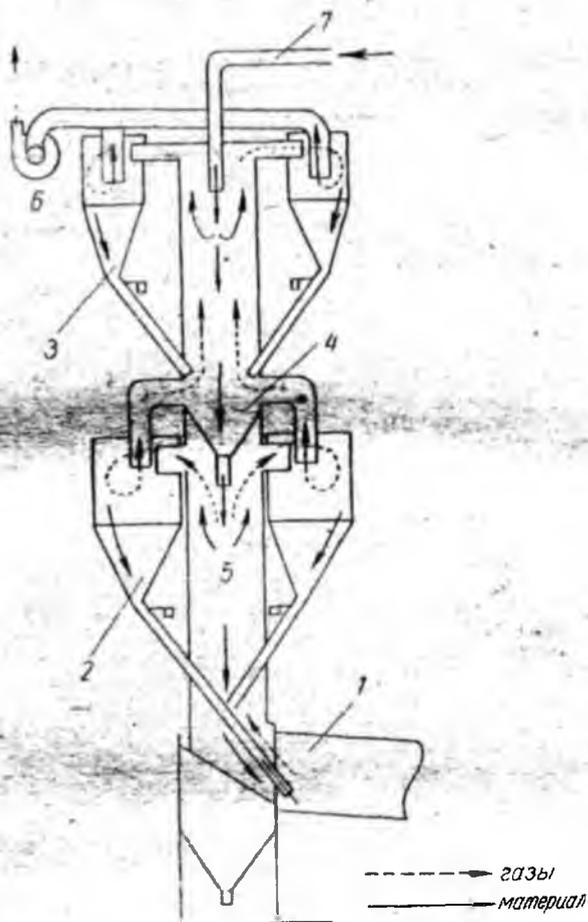


Рис. 31. Укороченная двухветвевая циклонная установка фирмы «Полизнус»:

1 — загрузочный конец печи; 2, 3 — первая и вторая пара циклонов (по ходу газов); 4 — переуск сырья; 5 — шахтный завихритель; 6 — дымоос; 7 — загрузка свежего сырья

лонов, присоединенных к общему вертикальному завихрителю газового потока (рис. 31)*.

Основные показатели вращающихся печей различной производительности с циклонными теплообменниками обычного типа (рис. 27) приводятся в табл. 9.

* Zement-Kalk — Gips, № 2, 41—56, 1961.

**Основные расчетные показатели вращающихся печей
с циклонными теплообменниками**

Показатели	Прояводительность печей, т клинкера/час						
	8—9	9—10	10—13	13—16	16—19	19—21	27—30
Геометрические размеры:							
диаметр печей, м	2,5	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,8
длина печей	37	38	40	42	45	48	53
относительная длина печей L/D	14,8	14,6	14,3	14	14	14	14
Основные эксплуатационные показатели:							
удельный расход тепла, ккал/кг клинкера	950	950	950	950	950	950	950
тепловая мощность печей, Мккал/час	7,6—8,5	8,5—9,5	9,5—12,3	12,3—15,2	15,2—18	18—20	25,6—28,5
уровень форсировки топки печей, Мккал/м ² ·час	2,2—2,5	2,2—2,5	2,2—2,8	2,4—2,8	2,5—2,8	2,6—2,8	2,8—
съемы клинкера с единицы полезного объема печей, кг/м ³ ·час	62—70	62—70	58—70	58—70	58—70	56—62	56—62
съемы клинкера с единицы поверхности футеровки, кг/м ² ·час	33—37	34—38	34—43	38—47	40—47	42—47	48—53
температура газов на выходе из печей, град	900—1000	900—1000	900—1000	900—1000	900—1000	900—1000	900—1000
температура газов, выбрасы- ваемых в атмосферу, град	200—250	200—250	200—250	200—250	200—250	200—250	200—250
разрежение перед дымососом, мм вод. ст.	800—1000	800—1000	800—1000	800—1000	800—1000	800—1000	800—1000

**§ 3. Вращающиеся печи со змеевиковыми
теплообменниками**

Змеевиковый теплообменник промышленного типа, именуемый «Грудекс», появился в 1956 г. на вращающейся печи размерами $\varnothing 3,4 \times 60,5$ м (США, штат Небраска, завод «Коплей»), но широкого распространения он до настоящего времени не получил; в нашей стране эти устройства пока не применяются.

В змеевиковом теплообменнике потоки греющих газов и нагреваемого материала разделены: сырье движется под действием сжатого воздуха по спиральному транспортному трубопроводу навстречу газовому потоку, омывающему змеевик снаружи.

На рис. 32 показана схема змеевикового теплообменника, установленного за холодным концом вращающейся печи. Из бункера 1 сырьевая мука винтовым пневматическим насосом-питателем 2 направляется в виде псевдооживленной массы (концентрация сырья в воздухе 40—50 кг/кг) в змеевиковый

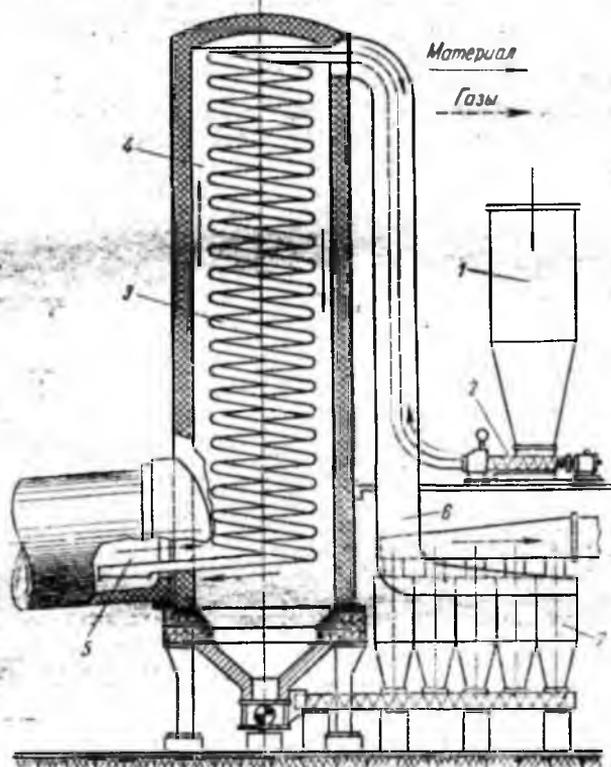


Рис 32. Установка змеевикового теплообменника за вращающейся печью

трубопровод 3, выполненный из жаростойкого металла и установленный в шахте 4. Пыле-воздушная смесь проходит по змеевику сверху вниз, а затем выгружается через открытый конец трубопровода в холодный конец печи 5. Вышедшие из печи газы поднимаются по шахте 4 снизу вверх, обогревая трубопровод по принципу противотока. Отработанные газы отводятся из шахты 4 по газоходу 6, через пылеуловитель 7.

Установка змеевикового теплообменника повышает производительность печи и позволяет снизить расход топлива до 30—40%. Кроме того, преимуществами этого теплообменника

являются относительно малые габариты и незначительный пылеунос по сравнению с циклонными теплообменниками.

Применение змеевикового теплообменника позволяет не только избежать увлажнения и грануляции сырьевой смеси, но и перейти на более крупный помол сырья (до 18—20% остатка на сите 0085), так как практика показала наличие измельчения сырьевой смеси в результате трения частиц при прохождении через змеевик.

Основные показатели вращающейся печи размерами $\varnothing 3,4 \times 60,5$ м, оборудованной змеевиковым теплообменником, характеризуются приближенными данными, приведенными в табл. 10.

Таблица 10

Основные показатели вращающейся печи со змеевиковым теплообменником

Наименование показателей	Величины показателей
Основные эксплуатационные показатели:	
производительность печи, т клинкера/час	21,2
удельный расход тепла, ккал/кг клинкера	1090
тепловая мощность печи, Мккал/час	23,1
уровень форсировки печи, Мккал/м ² ·час	3,27
съем клинкера с единицы полезного объема печи, кг клинкера/м ³ ·час	49,6
съем клинкера с единицы поверхности футеровки кг клинкера/м ² ·час	37,2
Эксплуатационный режим и геометрические параметры	
диаметр змеевика, мм	155
длина змеевика, м	600—730
поверхность нагрева, м ²	320
диаметр окружности спирали, м	4,5
шаг витка спирали, м	0,535
высота шахты змеевика (полезная), м	17
температура подогретого сырья, поступающего в печь, град	700—750
температура газов, град	
на входе в шахту змеевика,	900—1000
на выходе из шахты,	250—350
весовая скорость движения по змеевику, кг/м ² ·сек	
материала	300—600
воздуха	10—20
время прохождение элементарной частицы сырья по змеевику, сек	25—50

§ 4. Вращающиеся печи с котлами-утилизаторами

Установка паровых котлов-утилизаторов за вращающимися печами практикуется в основном в США. Большинство наших заводов снабжаются более дешевой электроэнергией от сетей районных энергосистем и не имеют собственных тепловых электростанций, на которых выработка электроэнергии, как правило, обходится дороже.

Применение же в отдельных случаях, когда это необходимо по экономическим условиям, котлов-утилизаторов позволяет получать за счет реализации тепла отходящих газов $0,75 - 1,15$ *t* нормального пара на одну тонну обжигаемого сырья. За вращающимися печами устанавливаются водотрубные котлы-утилизаторы с поперечным движением газов и параметрами пара в котлом $16 - 22$ *атм* и $300 - 375^\circ$. Утилизатор котельная состоит из котельного агрегата, тяговой и питательной установок. Основными элементами котла-утилизатора являются (по ходу газов): пароперегреватель, испарительная поверхность нагрева и водяной экономайзер.

Котлы-утилизаторы обогреваются выходящими из вращающихся печей газами с начальной температурой порядка $800 - 900^\circ$ и соединяются с печами через пыльную камеру и газоход. Иногда котлы примыкают непосредственно к пыльной камере, что несколько уменьшает присосы окружающего воздуха, т. е. сохраняет более высокий температурный уровень поступающих газов. Трубы пароперегревателя, котла и экономайзера устанавливаются вертикально. По сравнению с горизонтальным расположением это облегчает удаление пыли с поверхностей нагрева. Обдувка труб осуществляется паром или сжатым воздухом.

Надежная работа котлов-утилизаторов обеспечивается в случае устойчивого теплового режима вращающихся печей. Если режим печей переменный, то имеют место значительные колебания паропроизводительности и температур перегретого пара. Основные показатели некоторых котлов-утилизаторов, устанавливаемых за вращающимися печами, приводятся в табл. 11.

Переход на сверхмощные котлоагрегаты в нашей стране характеризуется пуском в 1957 г. котлов на 430 *t пара/час*, в 1959 г. — на 640 *t пара/час* и плановыми наметками, предусматривающими ввод в действие в ближайшие годы котлоагрегатов на $1700 - 1800$ *t пара/час* с давлением $p \geq 140$ *атм*.

Рост мощности котлоагрегатов и параметров пара позволяет неуклонно снижать удельную стоимость оборудования и электроэнергии на тепловых электростанциях. Поэтому маломощные котлы-утилизаторы тепла отходящих газов вра-

Основные расчетные показатели некоторых котлов-утилизаторов

Показатели	Котлы-утилизаторы паропроизводительностью тонн пара в час		
	6—8	10—12	16—18
Расчетные характеристики:			
производительность вращающихся печей, <i>т клинкера/час</i>	7—9	11—13	17—19
давление перегретого пара, <i>ата</i>	14	14	16
температура перегретого пара, <i>град</i>	375	375	375
температура газов перед котлом, <i>град</i>	750—850	750—850	750—850
температура газов за котлом, <i>град</i>	200	200	200
газодинамическое сопротивление котла, <i>мм вод. ст.</i>	100	105	110
поверхность нагрева, <i>м²</i>	650	1080	1730
в том числе:			
пароперегреватель	55	85	135
испарительная поверхность	465	780	1250
экономайзер	130	215	345
Конструктивные характеристики:			
диаметр котельных труб, <i>мм</i>	60×3	76×4	83×5
расположение труб	коридорные	коридорные	коридорные

щающихся печей не имеют перспектив для развития, и улучшение теплоиспользования должно идти в основном по пути применения эффективных теплообменников непосредственно для обжига клинкера.

§ 5. Вращающиеся печи сухого способа обжига без запечных утилизаторов тепла

Применение вращающихся печей данного типа (главным образом в США и Канаде) направлено на максимальную экономию рабочей силы за счет упрощения процесса обжига клинкера сокращением дополнительных устройств и операций на печах. Однако при этом возрастает удельный расход тепла (до 1100—1300 *ккал/кг клинкера*), температура выходящих из печей газов колеблется в пределах 500—700°, запыленность отходящих газов несколько больше, чем на печах с конвейерными кальцинаторами и на печах, работающих по мокрому способу. Таким образом, увеличение относительной

длины данных печей в теплотехническом отношении не компенсирует тех преимуществ, которые обычно дает установка запечных утилизаторов тепла, когда температура отработанных (выбрасываемых в атмосферу газов) в среднем не превышает 250°.

Основные показатели сравнительно длинных полых печей без запечных утилизаторов тепла приводятся в табл. 12.

Таблица 12

Основные расчетные показатели удлиненных вращающихся печей без запечных утилизаторов тепла

Показатели	Производительность печей, т клинкера/час			
	10—13	13—16	16—22	22—26
Геометрические размеры:				
диаметр печей, м	3,0	3,2	3,4	3,6
длина печей, м	100	110	120	130
относительная длина $\frac{L}{D}$	33	34	35	36
Основные эксплуатационные показатели:				
удельный расход тепла, ккал/т клинкера	1360	1340	1320	1300
тепловая мощность печей, Мккал/час	13,6—17,7	17,4—21,4	21,1—29,1	28,6—33,8
уровень форсировки топок печей, Мккал/м ² .час	2,6—3,3	2,8—3,5	3,0—4,2	3,6—4,2
степень клинкера с единицы полезного объема печей, кг/м ³ .час	19—25	19—25	19—25	21—25
степень клинкера с единицы поверхности футеровки, кг/м ² .час	12—16	13—17	14—19	17—20
температура отходящих газов, град	640	610	580	550

Глава 3

КЛИНКЕРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНИКИ

§ 1. Особенности процесса охлаждения клинкера

Утилизация тепла, выходящего из печи клинкера при охлаждении его воздухом от 1200 ÷ 1300° до 50 ÷ 300°, позволяет экономить тепло в количестве 200 ÷ 300 ккал/кг клинкера, так как оно возвращается в печь с нагретым воздухом

и этим самым повышает температуру в топочном пространстве печи.

С другой стороны, интенсивное (быстро протекающее во времени) охлаждение клинкера в интервале высоких температур (1300—900°) позволяет, по сравнению с медленным охлаждением, сохранить больше жидкой фазы в стекловидном состоянии, предотвращает разложение основного клинкерного минерала — алита (C_3S) на менее активный минерал — белит (C_2S) и свободную окись кальция (CaO), а также придает мелкокристаллическую структуру клинкерным минералам и окиси магния (MgO). При прочих равных условиях, интенсивное охлаждение клинкера улучшает прочностные характеристики цемента и равномерность изменения объема.

По принципу действия клинкерные холодильники, применяемые в настоящее время, делятся на две группы: барабанно-вращающиеся холодильники и холодильники с продуваемым слоем.

К первой группе относятся однобарабанные холодильники, имеющие самостоятельный привод, и многобарабанные (рекуператорные) холодильники, представляющие собой группу барабанов, смонтированных на корпусе печи (в горячем конце) и вращающихся вместе с печью от общего привода.

Вторая группа — это холодильники с колосниково-переталкивающей решеткой, холодильники с конвейерной (бесконечной) решеткой и холодильники с решеткой вибрационного действия.

В барабанно-вращающихся холодильниках воздух соприкасается с клинкером в основном на открытой поверхности слоя. Установкой внутри этих холодильников металлических полок (лопастей), радиальных перегородок (ячейковых теплообменников) и навеской цепей достигается ускорение процесса охлаждения. В холодильниках второй группы воздух продувается через решетку и фильтруется через слой клинкера снизу вверх, благодаря чему достигается более развитая поверхность теплообмена и более интенсивное охлаждение клинкера по сравнению с холодильниками первой группы. На современных мощных вращающихся печах устанавливаются исключительно клинкерные холодильники с продуваемым слоем.

Охлаждение клинкера характеризуется уравнением теплового баланса:

$$G \cdot c_{кл} (t_{кл}^{нач} - t_{кл}^{кон}) \eta_x = G_v \cdot c_v (t_v^{нач} - t_v^{кон}) \text{ ккал/час,}$$

где $c_{кл}$, c_v — теплоемкость соответственно клинкера и воздуха, ккал/кг град;

$t_{кл}^{нач}$, $t_v^{нач}$, $t_{кл}^{кон}$, $t_v^{кон}$ — соответственно начальные и конеч-

ные температуры клинкера и воздуха, град;

G, G_0 — часовые расходы соответственно клинкера и охлаждающего воздуха, кг/час;

η_x — тепловой к. п. д. холодильника, доли единицы.

Следовательно, количество тепла, передаваемое клинкером в процессе охлаждения воздуха, можно определить из уравнения:

$$q_{кл}^{охла} = c_{кл} (t_{кл}^{нач} - t_{кл}^{кон}) \eta_x = g_0^{охла} \cdot c_0 (t_0^{кон} - t_0^{нач}) = \\ = f_{св} \cdot \alpha_F \cdot \Delta t \cdot \tau_x, \text{ ккал/кг клинкера,}$$

где $g_0^{охла}$ — расход воздуха на охлаждение клинкера, кг/кг

$f_{св}$ — удельная поверхность теплообмена, м²/кг клинкера;

α_F — средний коэффициент теплопередачи относительно поверхности $f_{св}$, ккал/м²·час·град;

Δt — средний температурный напор, град;

τ_x — время охлаждения клинкера, час.

Для рациональной организации процесса обжига желательно, чтобы расход воздуха, продуваемого через холодильник $g_0^{охла}$, не превышал общего расхода воздуха для сжигания топлива g_0 , а составлял его определенную долю, находящуюся в пределах:

$$g_0^{охла} = (0,85 \pm 0,15) g_0, \text{ кг/кг клинкера.}$$

Теоретическая воздухопотребность для сжигания топлива в печи g_0^0 (кг/ккал), выраженная в виде отношения теоретического расхода воздуха G_0 (кг/кг топлива) к теплотворности топлива Q_n^0 (ккал/кг), практически одинакова для большинства видов каменноугольного и газообразного топлива и составляет:

$$g_0^0 = \frac{G_0}{Q_n^0} \approx 1,4 \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ккал.}$$

Если учесть, что коэффициент избытка воздуха α в топочном пространстве вращающейся печи изменяется в небольших пределах, а именно $\alpha = 1,1 \pm 0,05$, то расход воздуха, продуваемого через холодильник, определяется минимальным и максимальным значениями:

$$g_0^{охла} = g_0^0 \cdot \alpha' \cdot \varphi_0' \cdot q' + g_0^0 \cdot \alpha'' \cdot \varphi_0'' \cdot q'' = \\ = 0,93 + 2,9, \text{ кг/кг клинкера,}$$

здесь α' , φ'' , g' — минимальные значения соответственно коэффициента избытка воздуха, доли вторичного воздуха и удельного расхода тепла ($q' \approx 900$ ккал/кг клинкера);

α'' , φ'' , q'' — максимальные значения перечисленных величин при $q'' \leq 1800$ ккал/кг клинкера.

При рационально организованном процессе охлаждения клинкера количество продуваемого через холодильник воздуха должно соответствовать указанным величинам.

§ 2. Однобаранные холодильники

Эти холодильники обычно используются на вращающихся печах небольшой производительности (менее 20 т клинкера в час). Однобаранный холодильник изображен на рис. 33.

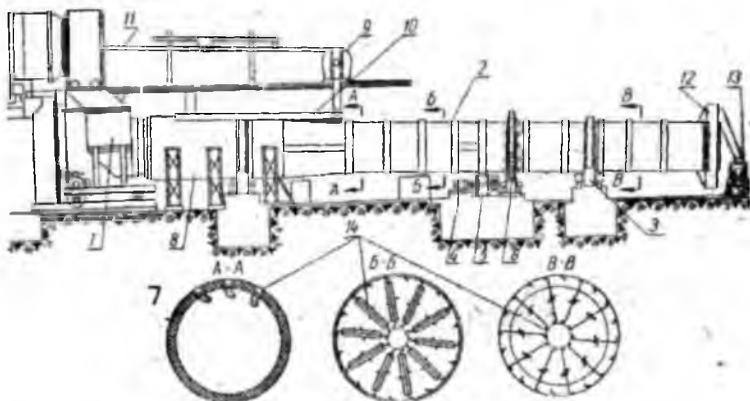


Рис. 33. Однобаранный холодильник клинкера

Клинкер, нагретый до температуры более 1000° , выгружается из печи в холодильник через течку, укрепленную внутри откатного торца холодильника 1. Холодильник состоит из цилиндрического корпуса 2, установленного с уклоном примерно 3,5% к горизонту на двух роликовых опорах 3. Барабан приводится во вращение со скоростью 4—6 об/мин от электродвигателя 4 через редуктор 5 и зубчатую передачу 6.

Охлаждение клинкера происходит по противоточной схеме за счет просасывания воздуха в результате разрежения, создаваемого дымососом печи. Для уменьшения потерь тепла в окружающую среду, защиты корпуса от воздействия высоких температур и от истирания холодильник изнутри до

половины длины и более, считая от горячего конца, отфутерован огнеупорным кирпичом 7.

Дополнительным устройством для сокращения потерь тепла служит так называемый теплоуловитель — металлическая рубашка 8, расположенная снаружи корпуса на горячем участке холодильника. Окружающий воздух, который с помощью вентилятора 9 засасывается через зазоры между рубашкой и корпусом холодильника, нагревается до 100—120°, затем по трубопроводу 10 подводится к печи и вдувается в нее через горелку 11, в качестве первичного воздуха. Вторичный воздух поступает в холодильник через открытый конец барабана, в результате разрежения в холодильнике, создаваемого тягой печи. Воздух проходит через холодильник навстречу движущемуся клинкеру и будучи нагретым до 250—400° засасывается в печь через горячий конец барабана и клинкерную течку. Клинкер после охлаждения подается подъемным устройством 12 на транспортер 13. Для ускорения охлаждения клинкера внутри холодильника имеются теплообменные устройства 14: в горячей части холодильника установлены пересыпающие лопасти (разрез А—А), а в холодной части — ячеювые теплообменники (разрез Б—Б и В—В).

Клинкер, охлажденный до температуры 100—350°, посредством укрепленных на конце барабана ковшей поднимается под его свод, затем подается на склад ковшовым транспортером 13.

Привод однобарабанного холодильника приводится в движение электродвигателем, мощность которого определяется по формуле, применяемой также и в случае расчета барабанной сушилки:

$$N = 0,0013 D^3 L \gamma \eta n, \text{ квт},$$

где D — диаметр барабана, м;

L — длина барабана, м;

γ — средний насыпной вес материала, кг/м³ (для клинкера $\gamma_{кл} = 1400—1600$ кг/м³);

η — коэффициент мощности, равный 0,038 ÷ 0,063 при изменении коэффициента заполнения от 10 до 20%;

n — число оборотов барабана, об/мин.

Отношение длины однобарабанного холодильника к его диаметру составляет обычно $\frac{L}{D} \approx 10$. Скорость вращения барабана можно определить по формуле:

$$n = \frac{AL}{\tau_x D \operatorname{tg} \alpha}, \text{ об/мин.}$$

Здесь A — опытный коэффициент, изменяющийся в пределах от 0,40 до 0,65;
 τ_x — время пребывания клинкера в барабане, равное 15—25 мин;
 α — угол наклона барабана к горизонту, град.

Опытные данные о работе однобарабанных холодильников с открытым холодным концом (наиболее распространенный тип) приведены в табл. 13.

Таблица 13

Опытные данные о работе однобарабанных холодильников с открытым холодным концом

Показатели	Опытные данные						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
Диаметр барабана, м	2,0	1,8	2,2	2,2	1,96	1,96	3,2/2,8
Длина барабана, м	20,0	22,0	20,0	22,2	20,0	20,0	32,0
Производительность холодильника, т клинкера/час	7,01	7,83	8,47	9,47	12,90	14,10	18,00
Внутренняя поверхность барабана, м ²	125,6	124,3	138,2	154,4	123,1	123,1	265
Теплота охлаждения клинкера, тыс ккал/час	1416	1505	1602	2104	1505	2688	4750
Отношение теплоты охлаждения к внутренней поверхности барабана, 10 ³ ккал/м ² ·час	11,3	12,1	11,6	13,7	20,3	21,8	17,9
Удельный расход вторичного воздуха, нм ³ /кг клинкера	1,26	1,22	1,59	1,74	1,96	2,06	2,0
Средняя скорость прохождения воздуха через барабан, м/сек	0,78	1,03	0,98	1,2	2,33	2,66	2,8
Температура охлажденного клинкера, град	181	226	240	82	217	283	96

§ 3. Многобарабанные (рекуператорные) холодильники

Преимущество многобарабанных холодильников перед однобарабанными состоит в более интенсивном охлаждении клинкера, позволяющем сократить относительную длину барабанов до величины порядка $\frac{L}{D} = 4 \div 5$, в отсутствие необходимости применять самостоятельный привод для вращения барабанов и, наконец, в возможности экономии кубатуры зданий за счет меньшей высоты расположения печей от уровня пола (иначе — от нулевой отметки).

Многобарабанный холодильник (рис. 34) комплектуется несколькими (обычно 10—12 шт.) охладительными барабанами 1, расположенными вокруг горячего конца печи 2 и сообщаемыми с ней посредством патрубков 3, через которые клинкер загружается в холодильник, а нагретый вторичный воздух просасывается в печь. В горячей части каждого барабана укладываются изготовленные из жароупорного чугуна плиты 4. Они имеют спирально расположенные выступы, улучшающие продвижение клинкера и соприкосновение его с воздухом. В остальной части барабаны плитами не футеруются, а снабжаются металлическими полками или навеской щелей 5, что способствует интенсификации охлаждения клинкера. В холодильниках этого типа, установленных на печах производительностью более 18—20 т клинкера в час, конечная температура клинкера довольно высока и превышает 250°. Практически отсутствуют реальные возможности для снижения этой температуры, вследствие трудности решения задачи по удлинению многобарабанных холодильников: дальнейший рост консоли вызывает недопустимо высокие механические напряжения в наиболее нагруженных сечениях корпуса каждого барабана и самой печи.

Опытные данные о работе многобарабанных холодильников приводятся в табл. 14.

Таблица 14

Опытные данные о работе многобарабанных холодильников

Показатели	Опытные данные						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
Количество барабанов, шт.	12	11	11	11	10	10	10
Длина барабана, м	4,4	4,8	4,9	4,9	6,0	6,0	6,12
Диаметр барабана, м	0,8	1,04	1,05	1,05	1,35	1,35	1,45
Производительность холодильника, т клинкера/час	8,88	10,4	11,4	12,1	18,1	24,2	25
Общая внутренняя поверхность барабанов, м ²	134	172	178	178	255	255	273
Теплота охлаждения клинкера 10 ³ ккал/час	1647	1927	2145	2264	3535	4900	4950
Отношение теплоты охлаждения к внутренней поверхности барабанов, 10 ³ ккал/м ² ·час	12,3	11,2	12,0	12,7	13,9	13,8	13,3
Удельный расход вторичного воздуха н.л./кг клинкера	1,4	1,77	1,35	1,55	1,44	1,5	1,5
Средняя скорость прохождения воздуха через барабаны, м/сек	0,57	0,55	0,45	0,55	0,46	1,22	0,86
Температура охлажденного клинкера, град	256	277	244	247	212	278	300

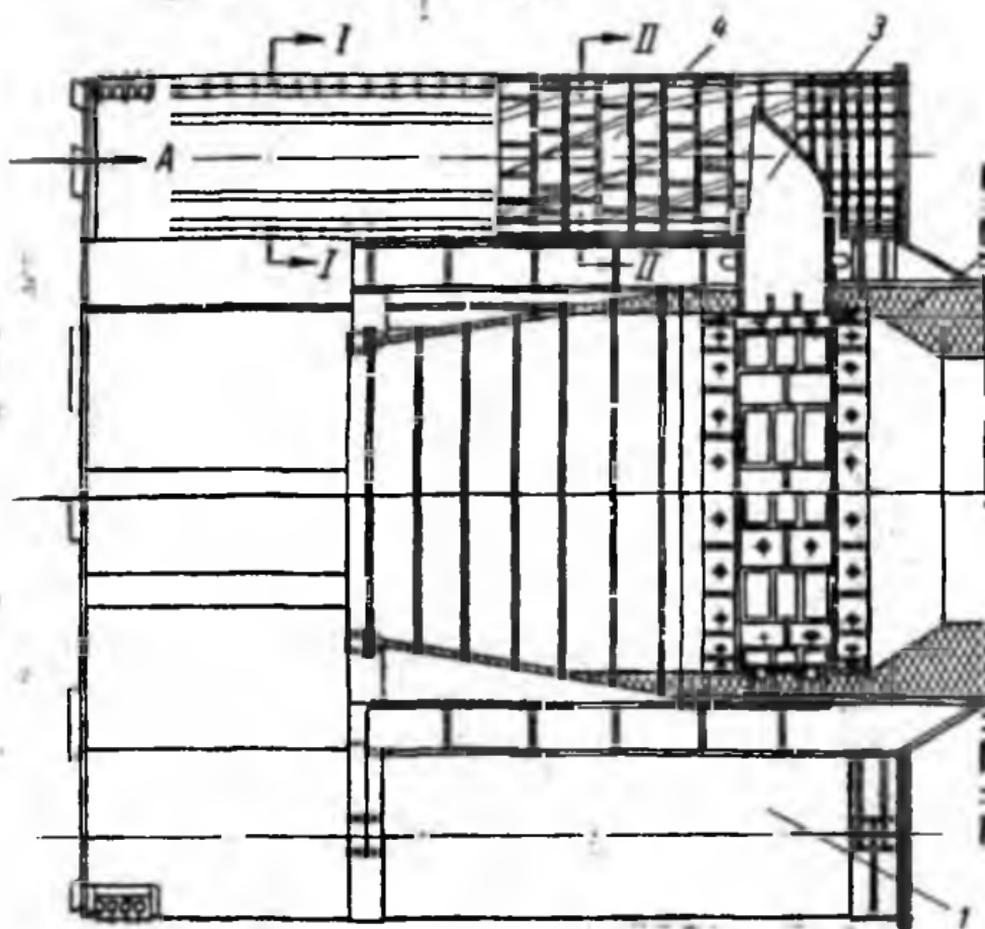
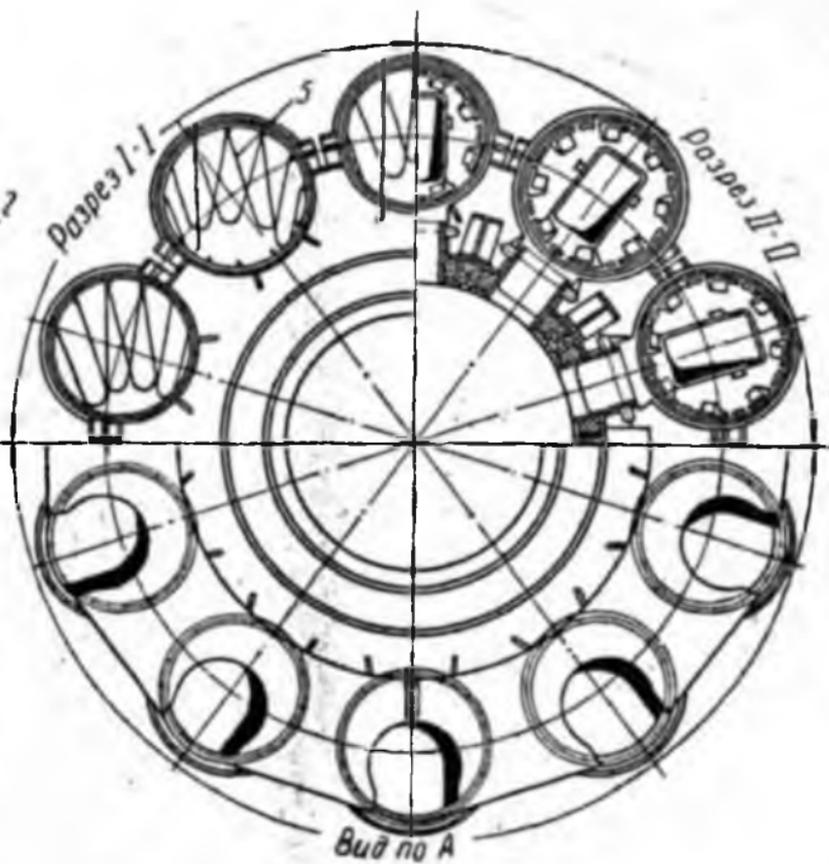


Рис. 34. Многобаранный



(рекуператорный) холодильник

§ 4. Холодильники с колосниково-переталкивающей решеткой

Из числа клинкерных холодильников с продуваемым слоем данные холодильники появились раньше других и в настоящее время имеют пока наибольшее распространение. Они так же, как и другие холодильники, относящиеся к этой группе, позволяют охлаждать в них клинкер с большей интенсивностью, чем в холодильниках барабанно-вращательного типа. Достигается это за счет развитой поверхности и тесного контакта клинкера и воздуха.

Расход воздуха на охлаждение можно регулировать независимо от потребности печи во вторичном воздухе. Количество воздуха, продуваемого через слой клинкера, как правило, больше, чем та его часть, которая поступает в печь из холодильника. Избыточный воздух, нагретый примерно до 100°, выбрасывается в атмосферу, в лучшем случае — используется для сушки угля или сырья. Более нагретый воздух направляется в печь: основная часть рекуператорного тепла утилизируется в печной установке.

Характеристики холодильников с колосково-переталкивающей решеткой приводятся в табл. 15.

Холодильник УЗТМ. На рис. 35 изображен типовой холодильник УЗТМ производительностью 75 т клинкера/час.

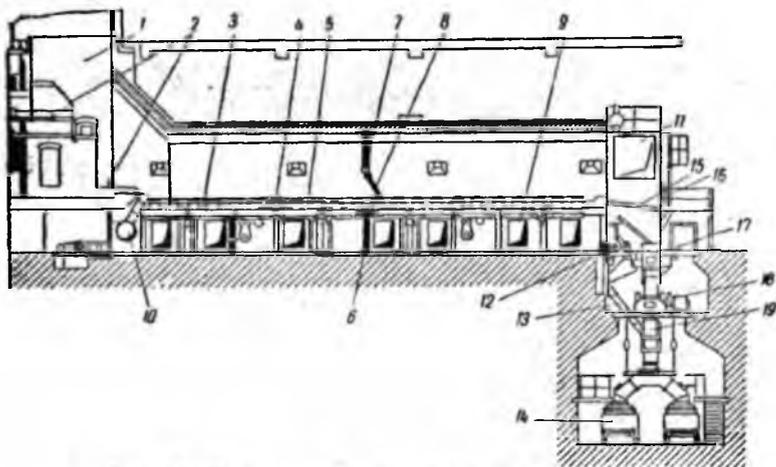


Рис. 35. Клинкерный холодильник УЗТМ

Горячий клинкер из печи поступает в загрузочную шахту 1, в которой имеется каскад уступов 2 для равномерной укладки клинкера по ширине колосниковой решетки 3. Подвижные колосники 4 скользят по горизонтальным балкам, неподвижные колосники 5 жестко прикреплены к опорной раме. Возвратно-

Характеристики холодильников с колосниково-переталкивающей решеткой

Таблица 15

Характеристики	СССР						ГДР		Холодильники, выпускаемые в других странах *			
	Волга		Волга		УЗТМ	УЗТМ	завод б. ф. «Полизиус»	завод им. Тельмана	Фуллер	Фуллер	Фуллер	Фоллак
Производительность, <i>т клинкера/час</i>	25	35	50	75	50	75	50	83	14,2	24,5	41,5	22,5
Ширина решетки, <i>м</i>	2,4	2,4	2,8	3,6	3,2	4,0	3,0	4,0	1,8	2,1	2,4	2,6
Длина решетки, <i>м</i>	13,25	15,3	18,5	23,125	16,2	20,2	15,5	20,5	7,5	13,4	16,7	12,5
Площадь решетки, <i>м²</i>	31,8	36,6	51,6	83,1	52,0	80,8	49,5	82,5	13,5	28,2	40,0	32,5
Толщина слоя клинкера, <i>м</i>	0,2	0,2	0,25	0,25	0,25	0,3	0,25	0,3	0,15	0,2	0,25	0,2
Кратность продувания воздуха через слой	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	1
Теплота охлаждения клинкера, <i>Мккал/чис</i>	6,9	9,25	13,2	20,8	13,2	19,8	13,2	21,9	3,75	6,48	11,0	5,95
Теплонапряжения решетки, <i>10°ккал/м²·час</i>	220	257	256	250	254	245	267	266	278	230	276	183
Съемы клинкера, <i>т/м²</i> решетки в час	0,79	0,96	0,97	0,91	0,96	0,93	1,0	1,0	1,05	0,87	1,04	0,7
Удельный расход воздуха в холодильнике, <i>н.м³/кг клинкера</i>	4,5	4,0	4,3	4,3	3,6	4,0	3,6	3,4	2,1	1,5	1,5	2,2
Начальная температура клинкера, <i>град</i>	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1250	1300	1340	1340	1320	1280
Конечная температура клинкера, <i>град</i>	t_a+50	t_a+50	t_a+50	t_a+50	50	50	50	50	57	158	120	123

Характеристики	СССР						ГДР		Холодильники, выпускаемые в других странах*			
	Волга		Волга		УЗТМ	УЗТМ	завод б. Ф. Пидан-аус	завод им. Тельмана	Фуллер	Фуллер	Фуллер	Фоллак
Перепад давления воздуха в слое (в каждой ступени), мм вод. ст. не выше	240	240	260	250	250	300	250	300	150	200	250	200
Скорость движения воздуха на входе в решетку (отнесена ко всей площади, м/сек)	0,98	1,14	1,24		1,03	1,11	1,08	1,02	0,66	1,95	2,33	1,24
Тип транспортеров под решеткой для выгрузки провала клинкера	цепной	цепной	цепной	цепной	цепной	цепной	винтовой	винтовой	цепной	цепной	цепной	цепной
Тип дробилки для измельчения охлажденного клинкера	отражательного типа	отражательного типа	молотковая	отражательного типа	молотковая	ударно-отражательная	ударно-отражательная	ударно-отражательная	—	—	—	молотковая
Мощность электродвигателей для привода решетки, квт	—	—	2×14		2×43	2×43		2×32—80	—	—	—	—
Скорость передвижения колосников, число ходов/мин	7—20	7—20	10—25	8—25	7,3—22	8,1—24,4	9—17,5	9—21	3—12	3—12	3—12	4—11

* E. Goes, Zement — Kalk — Gips, № 8, 1958 г.

поступательное движение колосников побуждает клинкер к перемещению от загрузочного к разгрузочному концу холодильника.

Подколосниковое пространство разделено перегородками 6 на две «горячие» секции и одну «холодную». Над решеткой пространство делится перегородкой 7 на «горячую» и «холодную» секции, в нижней части перегородка снабжена заслонкой 8.

Воздух нагнетается вентиляторами в подколосниковое пространство через трубопровод и окна 9. Для резкого охлаждения клинкера в начальном периоде, т. е. в горячем конце решетки, применяется так называемое острое дутье, для чего воздух нагнетается специальным вентилятором через коллектор и патрубки 10. Острое дутье позволяет также расположить клинкер на решетке слоем равномерной толщины.

Из «холодной» секции нагретый воздух отводится через окно 11 в атмосферу. Провал клинкера убирается двумя цепными транспортерами 12 и по течке 13 перегружается в общий транспортер 14. С решетки клинкер ссыпается на первую сортировочную решетку 15, с помощью которой отдельные крупные куски (более 300 мм) удаляются через окно в торцовой стенке 16, а куски размерами до 300 мм поступают на вторую решетку 17 с шириной щелей 30 мм. Отсеянная на ней мелочь (до 30 мм) через течку 18 выбрасывается так же, как и провал, на общий транспортер 14. Оставшаяся на решетке 17 основная масса клинкера (30—300 мм) передается в две ударно-отражательные дробилки 19, откуда измельченный клинкер через течку 18 поступает на общий транспортер 14.

Холодильник «Волга». Научно-исследовательским институтом цементного машиностроения «НИИцеммаш» разработаны четыре однотипных холодильника «Волга-25», «Волга-35», «Волга-50» и «Волга-75» (см. рис. 36).

Из вращающейся печи 1 клинкер поступает через шахту 2 на колосниковую решетку 3. Она состоит из двух половин, расположенных на разной высоте. Решетки собраны из подвижных 4 и неподвижных 5 колосниковых плит. Первые из них (скребки) соединены с подвижной рамой 6, перемещающейся на опорных роликах 7 возвратно-поступательным движением с помощью кривошипно-шатунного механизма 8. Так же, как и в холодильнике УЗТМ, в горячем конце решетки клинкер подвергается резкому охлаждению и равномерному распределению на решетке посредством «острого» дутья, осуществляемого специальным вентилятором через коллектор 9 и патрубки 10.

Основная часть воздуха однократно продувается через слой клинкера вентилятором, который нагнетает окружающий воздух в подрешеточные секции через окна 11. Низкотемпе-

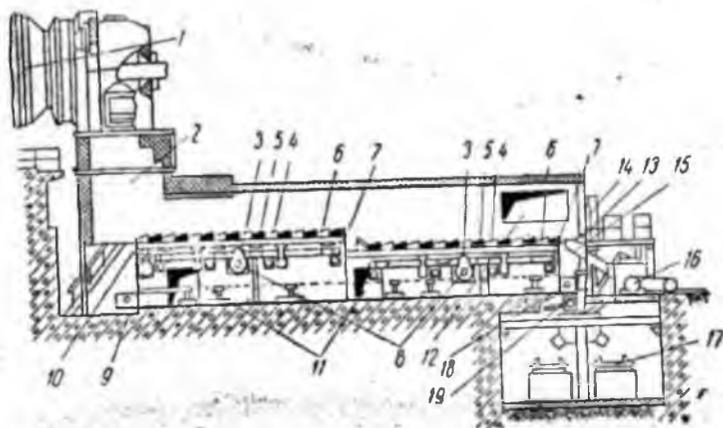


Рис. 36. Клинкерный холодильник «Волга»

горячий отработанный воздух (избыток) выбрасывается в атмосферу через окно 12. После выхода из холодильника охлажденный клинкер сортируется на неподвижном грохоте 13, где отбираются единичные куски размерами более 200 мм и удаляются через окно 14. Затем на решетке 15 в результате второй сортировки клинкер размерами более 20 мм направляется в молотковую дробилку 16, а отсеянная мелочь (меньше 20 мм), минуя дробилку, ссыпается на транспортер 17. Сюда же направляется через затвор-мигалку 19 провал клинкера посредством двух цепных транспортеров 18.

Холодильник «Фоллак». Конструктивные особенности холодильников «Фоллак» (рис. 37), которые давно выпускает датская фирма «Смидт», во многом сходственны с описанным выше конструкцией холодильников «Волга». Транспортирующий механизм состоит из скребков, прижимаемых к колосниковой решетке и скользящих по ней. Скребки соединены с расположенной под решеткой рамой; последняя при помощи кривошипного механизма движется на роликах. Для прохождения воздуха скребки имеют прорези. Холодильники «Фоллак» выпускаются производительностью 600 т клинкера в сутки размерами 2,6 × 14,95 м и на 800 т клинкера в сутки размерами 2,6 × 17,95 м, а также других параметров.

Холодильник «Фуллер». Холодильники «Фуллер» с наклонной решеткой (рис. 38) выпускаются в США, ФРГ и других странах. Кроме того, наклонные холодильники выпускаются в Чехословакии на Пршеровском заводе (рис. 39)*. Клинкер

* О. А. Несвижский, С. М. Козлов. «Оборудование цементной промышленности Чехословакии», Промстройиздат, 1957.

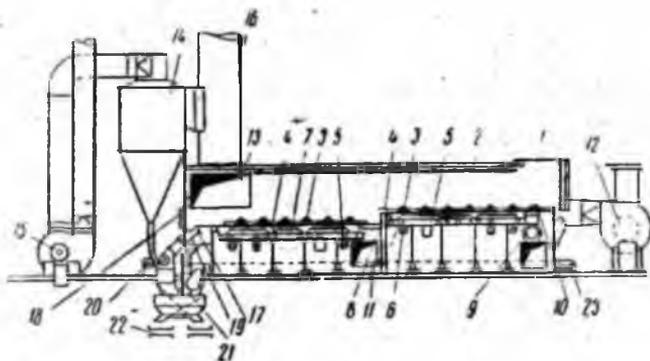


Рис. 37. Клинкерный холодильник «Фоллакс»:

1 — загрузочная шахта, 2 — ограждающие стенки, 3 — подвижные колосники, 4 — неподвижные колосники, 5 — подвижная рама, 6 — опорные ролики, 7 — приводные вали, 8 — перегородка между секциями, 9 и 10 — коллектор и патрубки острого дутья, 11 — окна для нагнетания воздуха, 12 — дутьевой вентилятор, 13 — окно для отвода избыточного воздуха, 14 — циклон-пылеуловитель, 15 — вентилятор циклона, 16 — выхлопная труба, 17 — сортирующая решетка 1-й ступени, 18 — смотровое окно, 19 — сортирующая решетка 2-й ступени, 20 — дробилка, 21 — точка, 22 — транспортер, 23 — цепной разгрузатель мелочи

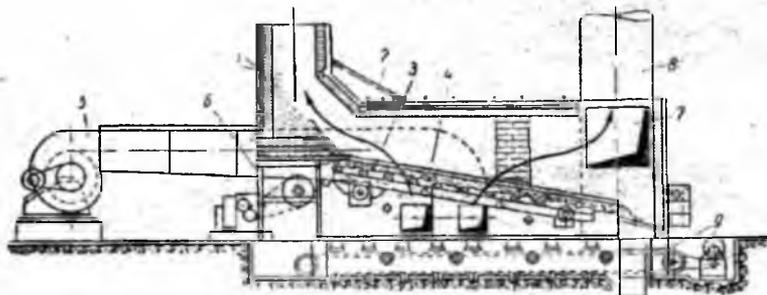
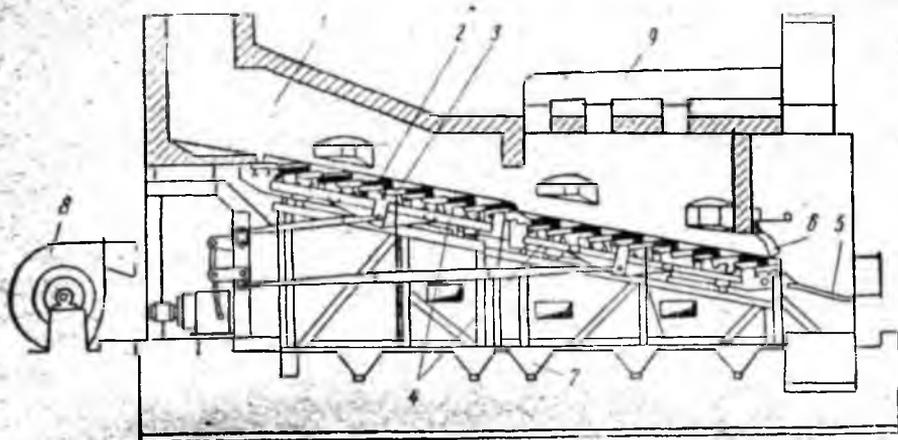


Рис. 38. Наклонный колосниково-переталкивающий холодильник системы «Фуллер»:

1 — загрузочная шахта, 2 — рама подвижных колосников, 3 — опорные ролики, 4 — окна для нагнетания воздуха, 5 — вентилятор, 6 — привод колосниковой решетки, 7 и 8 — окна и труба для выброса избыточного воздуха, 9 — цепной разгрузатель мелочи

поступает на наклонную решетку через загрузочную шахту 1. В комплект решетки входят неподвижные колосники 2, укрепленные на боковых балках и чередующиеся с ними подвижные колосники 3, установленные на качающейся раме 4 с возвратно-поступательным движением от кривошипно-шатунного механизма. Клинкер переталкивается колосниками с одной ступени на другую (сверху вниз), причем оба хода подвижной рамы (вперед и назад) являются рабочими.

В разгрузочном конце холодильника установлен уплотняющий затвор 6, через него клинкер выгружается на сортирую-



**Рис. 39. Наклонный колосниково-переталкивающий холодильник
Пршеровского завода (Чехословакия)**

щую решетку 5. Провал клинкера выпускается через воронки 7. Воздух нагнетается под колосники вентилятором 8, низко-температурный, избыточный воздух удаляется через окна и трубопровод 9.

В новых образцах холодильников «Фуллер» применяется последовательно двухкратное продувание воздуха через слой клинкера: первое — в холодной части решетки, второе — в горячей. В этом случае окружающий воздух нагнетается в холодную секцию решетки первым вентилятором, затем низкотемпературный воздух не выбрасывается в атмосферу, как это делается при однократных схемах, а забирается вторым вентилятором и направляется в горячую секцию решетки. Двухкратные схемы выгодно отличаются от однократных экономией воздуха при охлаждении клинкера, в связи с чем тепловой к. п. д. холодильника выше. Почти весь продуваемый воздух поступает в печь и поэтому рекуперированное тепло используется более полно.

§ 5. Холодильники с конвейерной (бесконечной) решеткой

Холодильники этого типа (рис. 40) созданы за последние годы фирмой «Полизиус» и названы «Рекуполь». Работают они по двухкратной схеме продувания воздуха через слой. Кроме того, в горячей части холодильников «Рекуполь» применяется с помощью центробежного вентилятора острое дутье холодным воздухом настолько интенсивно, что на данном участке решетки слой клинкера переходит в псевдоожиженное состояние. Этим достигается резкое охлаждение

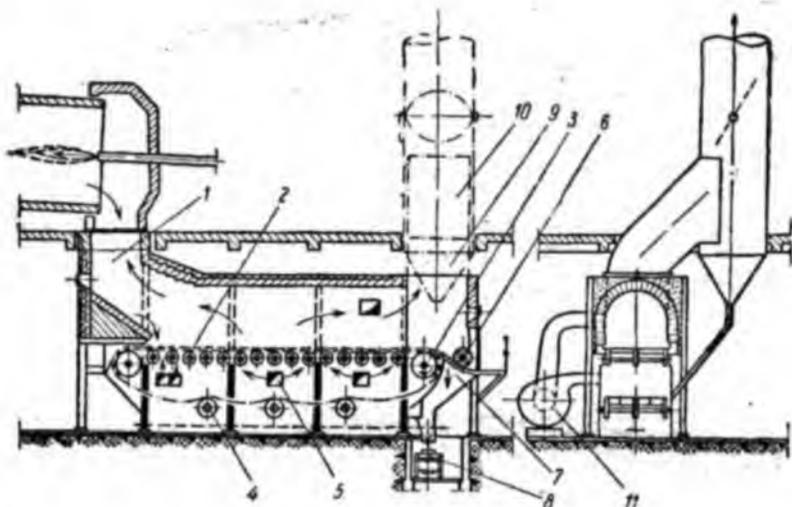


Рис. 40. Клинкерный холодильник «Рекуполь»:

1 — загрузочная шахта, 2 — конвейерная решетка, 3 — приводная звездочка, 4 — опорные ролики, 5 — окна для нагнетания воздуха, 6 — дробилка, 7 — решетка, 8 — транспортер, и 10 — окно и труба для выброса избыточного воздуха, 11 — вентилятор

клинкера в начальный, после загрузки, период времени и равномерная укладка слоя, необходимая для последующих основных стадий процесса.

Конвейерная решетка, по-видимому, может быть более износоустойчивой, чем колосниково-переталкивающие решетки, поскольку она в меньшей степени подвержена истиранию клинкером. Провал клинкера выгружается из холодильника цепным транспортером.

В разгрузочном конце конвейерной решетки установлены сортирующий колосниковый грохот и молотковая дробилка с шириной ротора, равной ширине решетки.

Холодильники «Рекуполь» имеют реальные предпосылки для дальнейшего более широкого применения.

§ 6. Холодильники с горизонтальной решеткой вибрационного действия

Такие холодильники (рис. 41) выпускаются фирмой «Аллис-Чальмерс» (США); работают надежно.

Действие решетки, как транспортера клинкера, основано на вибрационном методе, который находит все большее распространение в промышленности и строительстве. Решетка снабжена амортизирующими пружинными опорами и имеет

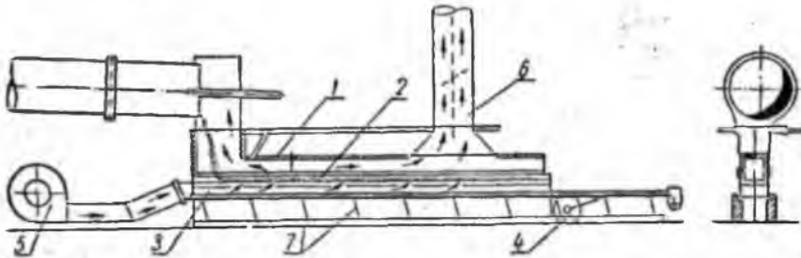


Рис. 41. Вибрационный холодильник «Аллис-Чальмерс»:

1 — неподвижный зонт, 2 — вибрирующая решетка, 3 — воздухораспределительный короб, 4 — привод вибрационного холодильника, 5 — вентилятор, 6 — труба для отвода избыточного воздуха, 7 — амортизирующие пружины

эксцентриковый электропривод. При вибрации решетки (вместе с прикрепленным к ней снизу воздухораспределительным коробом) возникают возмущающие силы, вызывающие срыв зерен клинкера с поверхности решетки. Клинкер движется в виде слоя равномерной укладки в сторону разгрузочного конца вследствие подпора, который получается в результате загрузки клинкера в противоположном конце решетки.

В настоящее время известны холодильники данного типа, работающие по однократной схеме продувания воздуха. Однако конструкция их позволяет осуществлять и двухкратную схему. По сравнению с другими, вибрирующая решетка имеет большее отношение длины к ширине (оно равно $\frac{L}{D} \geq 15$), в связи с чем холодильники «Аллис-Чальмерс» при прочих одинаковых условиях занимают больше места по длине.

Воздух нагнетается вентилятором в подрешеточный короб, затем проходит вибрирующий слой клинкера и поступает в пространство, образуемое неподвижным зонтом, расположенным над решеткой. Горячий воздух поступает в печь из зонда со стороны загрузочного конца решетки. В противоположном конце зонта низкотемпературный воздух (избыток) отводится через выхлопную трубу в атмосферу.

Подрешеточный воздухораспределительный короб одновременно является вибротранспортером мелочи, проваливающейся через решетку.

Характеристики холодильников с решеткой вибрационного действия приводятся в табл. 16.

Характеристики холодильников с решеткой вибрационного действия

Характеристики	Образцы холодильников	
	А	Б
Производительность, <i>т клинкера/час</i>	19,0	27,0
Ширина решетки, <i>м</i>	1,4	1,4
Длина решетки, <i>м</i>	21,4	30,5
Площадь решетки, <i>м²</i>	30,0	42,6
Толщина слоя клинкера, <i>м</i>	0,14	0,20
Число ступеней продувания воздуха через слой	1	1
Теплота охлаждения клинкера, <i>Мккал/час</i>	5,02	7,14
Теплонапряжение решетки <i>10⁶ ккал/м²·час</i>	167	167
Съемы клинкера с <i>1 м²</i> решетки, <i>т/м²·час</i>	0,634	0,634
Удельный расход воздуха в холодильнике, <i>нм³/кг</i>	4,2	4,0
Конечная температура клинкера, <i>град</i> , не выше	100	100
Пер пад давления в слое, <i>мм вод. ст.</i> , не выше	150	215
Скорость движения воздуха на входе в решетку (отнесена ко всей площади), <i>м/сек.</i>	0,8	0,76

Глава 4

ПЫЛЕОСАДИТЕЛЬНЫЕ АППАРАТЫ ДЛЯ ОБЕСПЫЛИВАНИЯ ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ И ТЯГО-ДУТЬЕВЫЕ УСТРОЙСТВА

§ 1. Способы обеспыливания газов

Проведенными исследованиями установлена следующая запыленность отходящих газов вращающихся печей*:

на печах с конвейерными кальцинаторами:

а) при однократном просасывании газов 3—9 $г/м^3$,

б) при двухкратном просасывании газов 1,5—2,5 $г/м^3$;

на длинных печах с навеской цепей 4,0—6,0 $г/м^3$;

на печах с концентраторами шлама 20,0—33,0 $г/м^3$;

на печах сухого способа обжига без запечных утилизаторов тепла 5—34,0 $г/м^3$;

на печах с циклонными теплообменниками 20,0—50,0 $г/м^3$.

Мельчайшие частицы до 10 $мк$, которые почти не улавливаются в механических пылеуловителях, содержатся в общей массе вынесенной пыли по весу в следующих количествах: на печах с конвейерными кальцинаторами от 25 до 45%, на печах с циклонными теплообменниками — более 93%; на

* Журнал Zement — Kalk — Gips, № 3, 103—107, 1956.

остальных печах, работающих по сухому и мокрому способам обжига, — от 40 до 60%.

Пределы запыленности окружающего воздуха нетоксичной пылью оцениваются в зависимости от ее концентрации следующим образом: *

очень малая концентрация — до 1 мг/м^3 воздуха;

незначительная — до 5 мг/м^3 воздуха;

терпимая — до 10 мг/м^3 воздуха;

неблагополучная — около 20 мг/м^3 воздуха;

высокая — более 30 мг/м^3 воздуха;

очень высокая — более 100 мг/м^3 воздуха.

Установлены следующие предельно допустимые концентрации нетоксичной пыли в воздухе рабочей зоны производственных помещений:

до 2 мг/м^3 — для пыли, содержащей свыше 50% кварца;

до 10 мг/м^3 — для всех остальных видов пыли.

Согласно действующим в СССР санитарно-техническим нормам, содержание пыли в отходящих газах тепло-технологического оборудования цементных заводов не должно превышать 150 мг в 1 м^3 газа.

Существует также метод определения максимально допустимого уноса пыли в атмосферу из вращающихся печей (P , % от выпуска клинкера) по формуле **:

$$P = \frac{A + B + C + D + E + F}{6}, \%$$

Здесь A — коэффициент местности (для курортов и больших городов $A = 0,5$, для малонаселенных районов — $4 \div 6$);

B — коэффициент объема производства (изменяется в пределах от $0,5$ — при выпуске клинкера 2500 т в сутки, до $2,9$ — при выпуске 100 т в сутки);

C — коэффициент удаления от других пылящих объектов (изменяется от $0,25$ — при удалении меньше 1 км до $1,5$ — при удалении более 5 км);

D — коэффициент высоты дымовой трубы; изменяется от $0,2$ ($H < 40 \text{ м}$) до $2,0$ ($H > 100 \text{ м}$);

E — коэффициент рельефа местности; изменяется от $0,25$ (долина) до $1,0$ (горная местность, море);

F — коэффициент метеорологических условий, изменяется от $0,25$ (слабые ветры) до $1,00$ (сильные ветры).

* И. С. Ройзен. Техника безопасности и противопожарная техника в химической промышленности, Госхимиздат, 1951.

** Предложена немецким институтом цементов.

Для обеспыливания отходящих газов вращающихся печей могут применяться: механическая (сухая) очистка под действием сил тяжести и центробежных сил, электрическая очистка, фильтрация и мокрая очистка газов.

В пылевых камерах, применяемых для механической очистки, пыль осаждается в основном под действием силы тяжести. Площадь их горизонтального сечения определяется по формуле *

$$S = \frac{V_{сек}}{w_0}, \text{ м}^2,$$

где $V_{сек}$ — секундный расход газа, $\text{м}^3/\text{сек}$;

w_0 — скорость осаждения частицы под действием силы тяжести ($\text{м}/\text{сек}$); согласно закону Стокса

$$w_0 = \frac{d^2 \cdot \gamma_{Тв}}{18 \cdot \mu}, \text{ м}/\text{сек}.$$

d — минимальный диаметр пылинок, осаждаемых в пылевой камере, м ;

$\gamma_{Тв}$ — удельный вес пыли, $\text{кг}/\text{м}^3$;

μ — динамическая вязкость газа, $\text{кг сек}/\text{м}^2$.

Вертикальное сечение вдоль потока газов пылесадительной камеры определяется из отношения:

$$F = \frac{V_{сек}}{w_{max}}, \text{ м}^2,$$

где w_{max} — скорость газового потока; принимается для обычных камер в пределах 0,7—1,0 $\text{м}/\text{сек}$ и для полочных камер — 2,0—3,0 $\text{м}/\text{сек}$.

Установка пылевых камер за вращающимися печами высокой производительности в качестве пылесадителей почти не практикуется. Для хорошего обеспыливания газов в этом случае потребовалось бы соорудить пылевые камеры громадных размеров, что невыгодно. В современной практике небольшие пылевые камеры обычно являются соединительным устройством между печами и газоходами или другими пылесадителями и могут улавливать лишь крупнозернистую пыль. Из числа механических пылеуловителей устанавливаются преимущественно циклонные пылеуловители конструкции ЦККБ, ВТИ, ЦКТИ, НИИОГАЗ и батарейные циклоны, в которых основное значение имеют инерционные силы. Циклонные пылеуловители применяются при сухом способе обжига, где использование других пылеуловителей, например

* Г. М. Гордон и И. Л. Пейсахов «Пылеулавливание и очистка газов»
Металлургиздат, 1958.

электрофильтров, затруднено из-за повышенной температуры отходящих газов.

Циклоны ЦККБ с диаметром от 1100 до 4000 мм, высотой от 3442 до 11437 мм и производительностью соответственно от 5000 до 80000 м³/час в силу недостаточной эффективности пылеулавливания (к. п. д. равен 0,75—0,85) используются только для предварительной очистки газов.

Диаметр циклона ЦККБ определяется по формуле:

$$D_{ц} = \sqrt{\frac{V}{222 \cdot w}}, \text{ м.}$$

где V — расход газа, м³/час,

w — скорость газа во входном патрубке; согласно нормативам принимается в пределах 18—22 м/сек.

По найденному значению $D_{ц}$ все остальные размеры определяются по нормам ЦККБ. Коэффициент газодинамического сопротивления этих циклонов, отнесенный к скорости на входе, изменяется в пределах $\zeta = 1,6 + 2,3$.

Более эффективные показатели пылеосаждения имеют циклоны НИИОГАЗ (к. п. д. равен 0,9—0,95). Их характеристика приводится в табл. 17. Коэффициент газодинамического сопротивления единичного циклона НИИОГАЗ, отнесенный к условной скорости, подсчитанной по площади круга, диаметром $D_{ц}$, равен $\zeta \approx 105$. Сопротивление группы циклонов примерно на 10% выше сопротивления единичного циклона. Недостаток циклонов НИИОГАЗ — относительно большая высота.

Таблица 17

Характеристика циклонов НИИОГАЗ *

Диаметр циклона, мм	Общая высота, мм	Высота пылесборного бункера, мм	Расход газа, м ³ /час
750	3420	300	5000
900	4102	300	7500
1050	4700	300	10000
1250	5700	300	15000
1450	6610	350	20000
1600	7295	385	25000
1850	8435	445	35000
2150	9000	515	45000
2350	10720	564	50000
2650	12050	636	70000
3000	13670	720	90000

* Нормы расчета и проектирования пылеприготовительных установок. Госэнергиздат, 1958.

Диаметр циклона НИИОГАЗ определяется по формуле:

$$D_4 = \sqrt{\frac{V}{2830 \cdot \omega}}; \text{ м};$$

где ω — условная скорость газа, отнесенная к площади круга диаметром D_4 ; по нормалам принимается 3—3,5 м/сек;

V — количество газов, проходящих через циклон, м³/час.

Аэродинамическое сопротивление единичного циклона составляет:

$$\Delta p = \zeta \frac{\omega^2}{2g} \cdot \gamma_t, \text{ мм вод. ст.},$$

где g — ускорение силы тяжести, м/сек² ($g = 9,81$ м/сек²);

γ_t — удельный вес газов при реальной температуре в циклоне, кг/м³, равный отношению:

$$\gamma_t = \frac{0,289 (\gamma_0 + d) (B \pm p_{ст})}{(0,804 + d) (273 + t)}, \text{ кг/м}^3,$$

γ_0 — удельный вес сухих нормальных газов, кг/м³;

d — влагосодержание газов, кг/м³;

B — барометрическое давление, мм рт. ст.;

$p_{ст}$ — разрежение или избыточное давление во входном газопроводе циклона, мм рт. ст.;

t — температура газов, °С.

Необходимое количество единичных циклонов в группе определяется по формуле:

$$n = \frac{V_{общ}}{V}, \text{ шт.}$$

Общий расход газов $V_{общ}$ обычно известен по параметрам печи, а количество газов, проходящее через единичный циклон, отвечает условию:

$$V = \frac{\pi \cdot D_4^2}{4} 3600 \cdot \omega, \text{ м}^3/\text{час.}$$

Батарейные циклоны состоят из многих циклонов диаметром от 100 до 250 мм, собранных в общем металлическом кожухе. Газовый поток приобретает спиралеобразное движение с помощью направляющего аппарата в виде винта или розетки, вставленных в каждый циклон. В этих аппаратах можно осажда́ть мелкие фракции пыли при высокой эффективности пылеосаждения (к. п. д. равен 0,9—0,95).

Скорость прохождения газов через единичный циклон определяется его газодинамическим сопротивлением:

$$\omega = \sqrt{\frac{\Delta p \cdot 2g}{\zeta \cdot \gamma_t}}, \text{ м/сек.}$$

где Δp — аэродинамическое сопротивление циклона; принимается в размере 40—80 мм вод. ст.;

ζ — коэффициент газодинамического сопротивления единичного циклона; при винтовом направляющем аппарате равен $\zeta = 85$, а при розеточном $\zeta = 65—90$;

γ_1 — удельный вес газов при реальной температуре, кг/м³.

Количество очищаемых газов единичным циклоном находят из уравнения

$$V = \frac{\pi \cdot d_{\text{эл}}}{4} \cdot 3600 \cdot \omega, \text{ м}^3/\text{час},$$

а требуемое число элементов

$$n = \frac{V_{\text{общ}}}{V}, \text{ шт.}$$

Здесь $d_{\text{эл}}$ — диаметр единичного циклона, м;

$V_{\text{общ}}$ — общий расход газов при данной температуре, м³/час.

Характеристика батарейных циклонов приводится в табл. 18.

Таблица 18

Характеристика батарейных циклонов

Марка циклона	Диаметр единичного циклона $d_{\text{эл}}$, мм	Количество элементов n , шт	Производительность $V_{\text{общ}}$, м ³ /час	Наружные габариты батарей $b \times l \times h$, мм	Вес циклона G , кг
БЦК-24	250	24	10000—20000	—	1770
БЦК-36	250	36	16000—21600	2000×4375	2694
БЦ-42	250	42	18600—25300	1940×2400×6080	8022
БЦ-64	150	64	14700—17400	1500×1500×4400	2845
БЦ-42—3	250	126	55800—76000	2130×6870×5360	22335
БЦ-100 (Сдвоенный)	250	200	110000—176000	2 (2860×2860× ×7230)	32965

В послевоенный период в цементной промышленности широко применяются электрические пылеуловители. Они устанавливаются за вращающимися печами, работающими по мокрому способу, а также за печами, работающими по сухому способу, где температура отходящих газов не превышает 300°. В тех случаях, когда она выше, применение электрофильтров требует специальных мер для снижения температуры отходящих газов.

Желательно иметь относительную влажность газов не менее 20%. Если она ниже, то ее повышают до нормы посредством распыливания воды в поток газов перед электрофильтром.

Для питания электрофилтра постоянным током высокого напряжения (50—70 кв и 200 ма) сначала повышают напряжение, поступающее от общей сети переменного тока при помощи высоковольтного трансформатора, затем переменный ток повышенного напряжения преобразуют в постоянный в механическом выпрямителе.

Площадь поперечного сечения электрофилтра определяется, исходя из расхода газов и допустимой скорости газового потока внутри электрофилтра; она принимается равной 1,0—1,7 м/сек. Скорость потока газов в электрофилтре может быть найдена по скорости осаждения отдельной пылинки под действием электрического поля из уравнения:

$$w_0 = \frac{n \cdot e \cdot E_x}{6\pi r \mu}, \text{ см/сек,}$$

где $n \cdot e$ — произведение заряда электрона e на число элементарных зарядов n , равное:

$$n \cdot e = E_x \cdot r^2 \left(1 + 2 \frac{\epsilon - 1}{\epsilon + 2} \right);$$

E_x — напряженность электрического поля ($E_x = \frac{1}{300} \frac{U}{a}$);

U — разность потенциалов (напряжение) в электрофилтре, в;

a — расстояние между коронирующими и осадительными электродами, см; a колеблется в пределах 10—25 см;

$\frac{1}{300}$ — коэффициент;

r — наименьший радиус пылинки, см;

ϵ — диэлектрическая проницаемость вещества пылинки (для известняка составляет 6—8);

μ — динамическая вязкость газов; в пределах температуры газов 100—300°

$$\mu = (2,0 \div 3,2) 10^{-4} \text{ кг}\cdot\text{сек/см}^2.$$

Время осаждения самой отдаленной пылинки $\tau = \frac{a}{w_0}$ сек; следовательно, допустимая скорость газов в электрофилтре должна быть равна:

$$w = \frac{l}{\tau}, \text{ м/сек,}$$

где l — длина одного электрического поля, м.

Мощность, потребляемую электрофилтром, определяют по формуле:

$$N = \frac{I \cdot U}{1000}, \text{ квт,}$$

Характеристика горизонтальных электрофильтров *

Типы электрофильтров	Количество секций	Количество электрических полей	Конструкция осадительных электродов	Активная площадь сечения, м ²	Гидравлическое сопротивление, мм вод. ст.	Скорость газа, м/сек	Производительность, м ³ /час	Вес электрофильтра, т	Габариты электрофильтра
ДГП-35—2 . .	2	4	Пластини	35,7			192780	127,5	11000×7960×10460
ДГП-35—3 . .	2	6		35,7	10÷15	до 1,5	192780	126,5**	16050×7360×10460
ДГП-42—2 . .	2	4		42,4			228960	146	11000×8660×10460
ДГП-42—3 . .	2	6		42,4			228960	201,5	16050×8660×10460
ДГП-55—2 . .	2	4		55,8			301320	184	10000×11260×10460
ДГП-55—3 . .	2	6		55,8			301320	188,5**	16050×11260×10460
ДГП-91—2 . .	4	8		91,6			500640	220**	11000×18440×10460
ДГП-91—3 . .	4	12		91,6			500640	320**	16050×18440×10460

* Из каталога института «Гипроцемент».

** Без учета веса корпуса.

а мощность подстанции с учетом ее к. п. д. ($\eta = 0,85-0,9$):

$$N = \frac{I \cdot U}{1000 \cdot \eta} \text{ квт,}$$

где I — сила тока, а;

U — напряжение, в.

Сила тока для пластинчатых электрофильтров принимается равной $0,3 \div 0,4$; $0,5 \div 0,6$ и $0,6 \div 0,7$ ма при расстоянии между разноименными электродами соответственно 100, 150 и 200 мм. Удельный расход электроэнергии обычно составляет $0,2-0,3$ квт·ч на 1000 м^3 газа, гидравлическое сопротивление электрофильтра не превышает 20 мм вод. ст. , к. п. д. электрофильтра по очистке газов $0,98 \div 0,99$.

В цементной промышленности применяются как горизонтальные, так и вертикальные электрофильтры. Характеристика первых приведена в табл. 19, вторых — в табл. 20.

Таблица 20

Характеристика вертикальных электрофильтров *

Типы электрофильтров	Количество секций	Активная площадь сечения, м ²	Гидравлическое сопротивление, мм вод. ст.	Скорость газов, м/сек	Производительность, м ³ /час	Вес, т	Габариты, м
ДВП-2×10	2	20,0	8—10	1,0	72000	63,5	6040×4440×16440
ДВП-3×10	3	30,0	8—10	1,0	108000	93,5	8890×4300×16440
ДВП-4×10	4	40,0	8—10	1,0	144000	124,0	11940×4300×16440
ДВП-2×20 БЦ	2	40,8	55—65	1,6—1,7	229000	165	8420×6050×22084
ДВП-2×25	2	50,0	8—10	1,0	180000	134,5	7460×8525×19774
ДВП-4×20	4	21,6	8—10	1,0	293760	117**	17000×6050×18084
ДВП-2×16,5 БЦ	2	33,6	55—65	1,6—1,7	193536— 205692	74**	8595×5330×21570
ДВП-2×30 БЦ	2	59,6	•	•	343296— 364752	133**	8580×9150×26784
ДВП-4×13,5 БЦ	4	54,4	•	•	313340— 332928	145**	14985×4940×20860
ДВП-4×16,5 БЦ	4	67,2	•	•	387072— 412640	148**	17005×5330×21570
ДВП-4×20 БЦ	4	81,6	•	•	470016— 499312	329**	16845×6060×22690

До настоящего времени рукавные фильтры для обеспыливания отходящих газов вращающихся печей применялись редко. В связи с использованием ткани органических текстильных материалов — суровой бязи, саржи, шерсти или

* Из каталога института «Гипроцемент».

** Без учета веса корпуса.

шерсти с капроном — температура газов на входе в фильтр нормировалась пределом не выше 100°. Применение фильтровальной ткани из синтетических материалов (редон, орлон и пан) позволяет очищать запыленные газы с температурой до 140°; ткань, изготовленная из терилонового волокна, выдерживает температуру до 180°.

Имеются сведения об успешном применении для обеспыливания отходящих газов вращающихся печей при температуре выше 300° рукавных фильтров с фильтровальной тканью, изготовленной из стекловолокна *. Рукавный фильтр установлен в данном случае на печи с циклонными теплообменниками; он состоит из 7 камер по 56 рукавов в каждой (всего 392 рукава диаметром по 295 мм); длина фильтра 7,6 м; расход фильтруемых газов (при 306°) около 85000 м³/час. Этот фильтр отличается исключительно высокой эффективностью (к. п. д. равен 0,9996). В нем улавливается самая мельчайшая пыль: частицы размерами менее 5 мк составляют около 92% по весу. Рукава встряхиваются через каждые 5 мин за счет действия звуковых волн, сообщающих рукавам колебательно-волнообразное движение.

Фильтруемая способность стеклоткани находится в пределах 0,5—0,6 м³ газа в минуту на 1 м² стеклоткани.

Таким образом, применение рукавных фильтров на вращающихся печах реально и выгодно.

Характеристика рукавных фильтров отечественного производства типа МФУ (завода им. Воробьева) и типа РФГ-V (конструкции Гипроцветмета) приводится в табл. 21.

Площадь фильтрующей поверхности рукавного фильтра

Таблица 21

Характеристика рукавных фильтров

Типы фильтров	Число секций	Число рукавов	Площадь фильтраций, м ²	Длина фильтра, мм
МФУ	—	16	19,2	1318
МФУ		24	28,8	2091
МФУ		32	38,4	2612
МФУ		48	57,6	3690
РФГ-V одинарные . . .	4	50	112,0	3003
"	6	84	168,0	4503
"	8	112	224,0	6003
"	10	140	280	7503
РФГ-V двойные	8	112	224	3003
"	12	168	336	4503
"	16	224	448	6003
"	20	280	560	7503
Фирмы Бет (ГДР) . . .	6	108	193/160	4504

* Rock Products, febr. 1960.

определяется по формуле:

$$F = \frac{V_{\text{общ}}}{60a}, \text{ м}^2,$$

где a — скорость прохождения газов через фильтровальную ткань; в зависимости от физических свойств пыли и ткани нормируется в пределах 0,5—3,0 м/мин;

$V_{\text{общ}}$ — общий расход газов на входе в рукавный фильтр, м³/час.

Сопrotивление рукавных фильтров изменяется в пределах 40—175 мм вод. ст.

Ведутся работы над созданием пылеулавливающего аппарата, принцип действия которого состоит в использовании ультразвука. Результаты предварительных опытов показали, что осаждение пыли ультразвуком возможно только для аэрозолей с величиной частиц не более 3—4 мк. Если же величина частиц больше, то их колебания под действием ультразвука незначительны и эффективность осаждения недостаточна. Ультразвуковые установки состоят обычно из электродвигательного генератора (сирены), коагуляционной или агломерационной башни, в которой запыленные газы подвергаются действию ультразвука, и циклонного пылеуловителя, где происходит улавливание коагулированных частиц пыли.

§ 2. Способы использования пыли

Возврат уловленной пыли осуществляется различными способами. Основными из них можно считать следующие:

а) подача уловленной пыли при мокром способе обжига в полую часть печей. Место подачи пыли расположено вблизи от горячего конца навески цепей или места установки ячеевых теплообменников. Пыль загружается естественной или гранулированной при помощи периферийного питателя, выполненного в виде однозаходной (рис. 42, а) или двухзаходной (рис. 42, б) улитки;

б) возврат пыли путем вдувания ее в зону спекания печей через специальную трубу или топливную горелку;

в) загрузка пыли в печь вместе с сырьевой смесью (в холодный конец печи) в виде гранул или порошка;

г) использование пыли в сельском хозяйстве для удобрения кислых почв, а также в строительстве — в качестве заполнителя асфальтовой массы, для производства вяжущих веществ и др.

§ 3. Тяго-дутьевые устройства

Для подачи воздуха во вращающиеся печи и холодильники применяются дутьевые вентиляторы среднего (до 200 мм

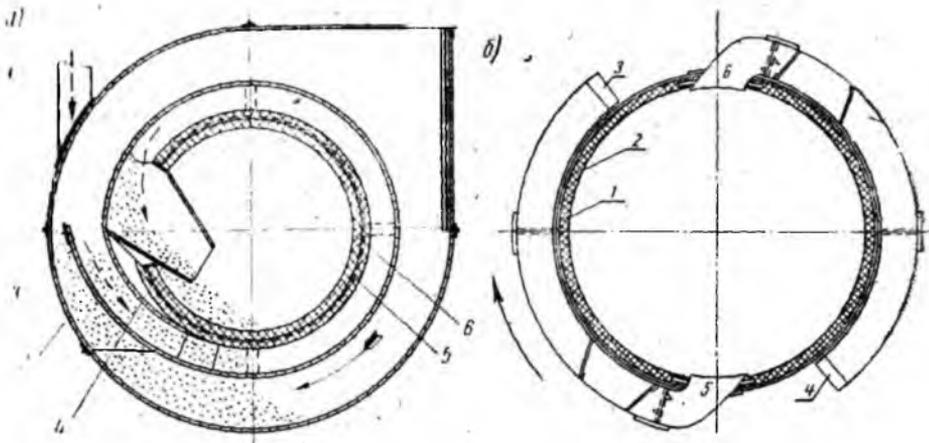


Рис. 42. Периферийный питатель для загрузки пыли во вращающуюся печь, работающую по мокрому способу:

а) однозахватная улитка:

1 — течка для подачи материала в кожух, 2 — неподвижный кожух, 3 — вращающееся улитковое устройство, 4 — загрузочный люк печи, 5 — корпус печи, 6 — футеровка печи;

б) двухзахватная улитка:

1 — корпус печи, 2 — футеровка печи, 3 и 4 — улитковые заборные устройства, 5 и 6 — загрузочные люки печи

вод. ст.) и высокого (200—1000 мм вод. ст.) давления. Тяга в печах, необходимая для отсоса газов, осуществляется дымососами.

Давление, развиваемое вентилятором (дымососом), есть разность полных запасов энергии воздуха (газа), отнесенная к единице объема, после и до вентилятора (дымососа):

$$H = (p_k - p_n) + \rho \frac{w_k^2 - w_n^2}{2}, \text{ мм вод. ст.},$$

или $H = H_k - H_n$,

где

$$H_k = H_{ст.к} + \rho_k \frac{w_k^2}{2} \text{ и } H_n = H_{ст.н} + \rho_n \frac{w_n^2}{2}, \text{ мм вод. ст.}$$

Здесь избыточное статическое давление есть разность между фактическим и атмосферным давлением после и до вентилятора (дымососа) соответственно: $H_{ст.к} = (p_k - p_a)$ и $H_{ст.н} = (p_n - p_a)$, а выражения $\rho \frac{w_k^2}{2}$ и $\rho \frac{w_n^2}{2}$ — есть динамические давления после и до вентилятора (дымососа).

Необходимый напор вентилятора (дымососа) определяют по формуле:

$$H = H_{ст.2} - H_{ст.1} + \Delta H - H_c, \text{ мм вод. ст.},$$

где $H_{ст.2}$ и $H_{ст.1}$ — избыточное давление — соответственно наибольшее и наименьшее (по тракту);

ΔH — сопротивление воздушного (газового) тракта, включая динамическое давление с наибольшей скоростью потока w_2 при плотности последнего $\rho_2 = \gamma_2/g$.

H_c — самотяга тракта (иначе геометрический напор).

Так как фактическая температура и плотность воздуха (газов) не всегда соответствуют физическому состоянию, для которого устанавливается паспортная характеристика вентилятора (дымососа), то вычисленный напор следует при выборе вентилятора (дымососа) привести к паспортным условиям путем пересчета

$$H_{прив} = H \frac{\gamma_{факт}}{\gamma_{пасп}}, \text{ мм вод. ст.},$$

где $\gamma_{факт}$ и $\gamma_{пасп}$ — удельные веса воздуха (газов) — соответственно фактический и при паспортных условиях, $кг/м^3$.

Производительность вентилятора определяется по формуле

$$V_g = G \cdot V_0 \cdot \alpha \cdot K \cdot K_3 \frac{273 + t_g}{273}, \text{ м}^3/\text{час},$$

где G — производительность печи, $кг/час$;

V_0 — теоретический удельный расход воздуха, $нм^3/кг$ клинкера;

α — коэффициент избытка воздуха;

t_g — температура воздуха на входе в вентилятор, $град$.

Коэффициент K есть доля воздуха, нагнетаемого вентилятором в печь или в холодильник, по отношению к общему расходу воздуха.

Для дутьевого вентилятора печи $K = 0,2-0,3$; для дутьевого вентилятора холодильника $K = 0,7-1,0$. Коэффициент запаса K_3 в обоих случаях принимается равным $1,1-1,3$.

Производительность дымососа

$$V_d = G \cdot V_{o.z.} \left(\frac{273 + t_{o.z.}}{273} \right) K_3, \text{ м}^3/\text{час},$$

где $V_{o.z.}$ — количество отходящих газов, $нм^3/кг$ клинкера;

$t_{o.z.}$ — температура отходящих газов перед дымососом, $°C$;

K_3 — коэффициент резерва работы дымососа, который рекомендуется принимать в размере $1,2-1,5$.

Мощность электродвигателя привода вентилятора или дымососа определяется по формуле

$$N = \frac{V \cdot H}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_z \cdot \eta_m} = \frac{V \cdot H_{\text{прив}}}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_z \cdot \eta_m} \cdot \frac{\gamma_{\text{расп}}}{\gamma_{\text{факт}}}, \text{ квт.}$$

Здесь V — производительность, $\text{м}^3/\text{час}$ (в данном случае равно V_a или V_d);

η_m — механический коэффициент полезного действия;

η_z — гидравлический коэффициент полезного действия.

Произведение $\eta_z \cdot \eta_m$ обычно равно 0,6—0,85.

Характеристика вентиляторов и дымососов с односторонним всасыванием приводится в табл. 22, а дымососов с двухсторонним всасыванием — в табл. 23.

Таблица 22

Характеристика вентиляторов и дымососов с односторонним всасыванием

Тип машины	Производительность, $\text{м}^3/\text{час}$	Полный напор, мм вод. ст.	Скорость вращения, об/мин	Мощность электродвигателя, квт
ВД-12	17500	98	485	5,2
	27500	222	730	17,5
	35000	387	970	41,0
Д-12	17500	61	485	45
	27500	138	730	54
	35000	242	970	101
ВД-13,5	25000	123	485	12,5
	37500	278	730	42,7
	50000	492	970	100,0
Д-13,5	25000	77	485	7,8
	37500	175	730	26,6
	45000	235	585	42,5
ВД-15,5	55000	364	730	82,0
	73000	643	970	193,0
	45000	153	585	26,3
Д-15,5	55000	227	730	51,0
	66500	402	970	120,0
	65000	316	585	94,0
ВД-18	90000	407	730	182,0
	65000	196	585	58,3
	90000	308	730	113,0
ВД-20	100000	395	585	160
	125000	610	730	310
	100000	245	585	100
Д-20	125000	380	730	192

Характеристика дымососов с двухсторонним всасыванием газов

Марка дымососа	Производительность, м ³ /час	Полный напор, мм вод. ст.	Скорость вращения, об/мин	Мощность электродвигателя, кВт
Д-13,5-2	50000	78	485	19
	59000	110	580	32
	75000	176	730	64
	100000	310	970	153
Д-15,5 × 2	113000	232	730	126
Д-18 × 2	140000	200	580	135
	176000	315	730	270
Д-20 × 2	192000	245	580	245
	242000	390	730	390
Д-300/400	206000	188	485	190
	246000	270	580	325
	310000	425	730	645

§ 4. Мощность привода вращающихся печей

По данным А. И. Боганова мощность электродвигателя для привода печи можно подсчитать приближенно по формуле

$$N_n = \frac{1}{\eta} (N_1 + N_2), \text{ л. с.},$$

где N_1 — мощность, необходимая для подъема материала;
 N_2 — мощность, необходимая для преодоления трения скольжения в подшипниках опорных роликов;
 η — коэффициент, учитывающий мощность, необходимую для преодоления сил трения в приводном механизме и в уплотнительных устройствах; $\eta \approx 0,8 - 0,9$.

После некоторых упрощений и подстановок значений N_1 и N_2 общая мощность электродвигателя для привода печи может быть определена по формуле

$$N_n = \frac{1}{\eta} (0,288 \cdot n \cdot R_{св}^3 \cdot L + 6,4 \cdot f \cdot r_c \cdot P_n \cdot n), \text{ л. с.},$$

здесь n — число оборотов печи в минуту;

$R_{св}$ — радиус печи в свету (по футеровке), м;

L — длина печи, м;

f — коэффициент трения скольжения между цапфами опорных роликов и вкладышами подшипников ($f = 0,02 - 0,04$);

r_c — радиус цапфы опорного ролика ($r_c = 300 - 500 \text{ мм}$);

P_n — общий вес печи, т, который складывается из

суммы весов материала в печи, металлического корпуса, футеровки корпуса, веса бандажей, вендовой шестерни, цепей и теплообменников. Считают, что из общего веса вращающейся печи мокрого способа обжига на долю металлического корпуса и огнеупоров приходится примерно 60% веса, на долю бандажей, шестерен и роликов — 28% и на долю материала — 12%.

Глава 5

НОВЫЕ СПОСОБЫ ПОЛУЧЕНИЯ ЦЕМЕНТНОГО КЛИНКЕРА

§ 1. Техничко-экономические факторы

Цементная промышленность развивается по пути укрупнения производства. При этом наблюдается тенденция к непрерывному увеличению среднего числа вращающихся печей на одном предприятии, что видно из данных табл. 24.

Таблица 24

Примерная картина фактического и предполагаемого укрупнения цементных заводов СССР

Показатели укрупнения предприятий	1940 г.	1950 г.	1958 г.	1965 г.	1975 г.	1980 г.
Средний годовой выпуск цемента на одном заводе, тыс. <i>т</i>	124	165	425	825	1280	1540
Средняя годовая производительность одной вращающейся печи, тыс. <i>т</i>	40,6	61	110	208	297	330
Среднее число вращающихся печей на одном заводе, шт	2,8	2,0	3,0	3,5	4,1	4,3

Укрупнение цементных заводов, если при этом не возрастает дальность перевозок цемента, приносит большие экономические выгоды: на крупных заводах, выпускающих более 800 тыс. *т* цемента в год, доля фонда зарплаты на единицу продукции примерно в 5 раз ниже, а доля общезаводских и цеховых расходов — в 3 раза по сравнению с заводами годовой производительностью 200 тыс. *т*.

Известно также, что наилучшие условия эксплуатации основного оборудования достигаются при наличии не более 3—4 технологических линий на одном заводе. Таким образом, наращивание мощности единичного предприятия должно сопровождаться пропорциональным укрупнением печных агрегатов.

Прирост производительности вращающихся печей, как и по другим промышленным печам, достигался главным образом за счет соответствующего увеличения рабочего пространства при незначительных изменениях съемов клинкера с единицы объема. По сравнению с промышленными печами другого целевого назначения, современные цементные вращающиеся печи отличаются относительно малыми объемными съемами продукции и крупными габаритами, что видно из данных табл. 25.

Таблица 25

Сравнительная характеристика различных промышленных печей

Габариты печей, м	Полезный объем печей, м ³	Производительность печей, т/час	Степень нагрева материала, град	Съемы продукта, кг/м ³ · час
Цементные современные вращающиеся печи				
4 × 150	1525	35—36	1420—1470	23—24
4,5 × 170	2240	50—52	1420—1470	23—24
5 × 185	3080	74—76	1420—1470	23—24
Доменные печи для выплавки чугуна				
6,5 × 9 × 31	1300	65—75	1400—1450	50—58
5,4 × 7,8 × 28,5	930	45—55	1400—1450	50—58
5 × 6,5 × 26,5	600	30—35	1400—1450	50—58
Шахтные печи				
Обжиг извести: печь 2,5 × 8,0	40	6—8	1000—1200	150—200
Медносерная плавка, печь 1,05 × 5,7 × 6,9	41,5	7—9	1350—1450	169—217
Восстановительная плавка окисленных никелевых руд: печь 1,6 × 14,6 × 7,2	168	25—35	1350—1450	149—208
Отражательные печи				
Плавка медных и медно- никелевых концентратов в сыром виде: печь 6 × 31,3 × 2,37	380	15—18	1100—1300	40—47
печь 8 × 30 × 3,55	850	35—40	1100—1300	41—47
печь 10 × 34,5 × 3,6	1175	50—55	1100—1300	42—47
Огневое рафинирование меди: поворотная печь 2 × 6,2 × 2	20	2,5—3,5	1250—1390	125—175
Стационарная печь 4 × 11,5 × 2,1	84	12—14	1250—1350	143—167

Продолжение табл. 25

Габариты печей, м	Полезный объем печей м ³	Производительность печей, т/час	Степень нагрева материала, град	Съемы продукта, кг/м ³ · час
Печи с кипящим слоем				
Окислительный обжиг цинковых концентратов: прямоугольная однокамерная печь 1,4 × 5,3 × 3,4	22	1,2—1,5	900—1000	55—68
Цилиндрическая однокамерная печь 6,7 × 7,6	266	13—16	900—1000	49—60
Сульфитизирующий обжиг медноцинковых концентратов: цилиндрическая однокамерная печь 6,1 × 4,9	142	8—10	800	56—70
Обжиг пирита и пиротина: цилиндрическая однокамерная печь 6,1 × 7,4	210	15—20	600	71—95
Обжиг извести и магнетита: цилиндрическая многокамерная печь 4 × 13,5	610	9—12	1000—1200	56—75
Печи для обжига во взвешенном состоянии				
Обжиг серного колчедана: цилиндрическая печь 4,2 × 10	100	5—6	950—1050	50—60
Обжиг цинковых концентратов: цилиндрическая печь 6,5 × 8,8	100	4—6	900—1000	40—60
Вихревые печи для циклонной плавки руд и концентратов цветных металлов				
Опытно-промышленная печь на Балхашском горнометаллургическом комбинате: циклонная камера 1 × 1,7	1,33	4,16	1400	3160
Отстойная камера 3,5 × 2,5	37,5	4,16	1300	111
В целом по печи	38,83	4,16	1350	107

Современные цементные вращающиеся печи достигли больших размеров и уступают промышленным печам других производств лишь в использовании рабочего пространства.

Доставка крупногабаритных вращающихся печей к месту монтажа имеет серьезные затруднения; на изготовление их уходит много металла, сборка таких печей весьма трудоемка.

Наряду с этим автоматические шахтные печи, принимающие небольшое участие в производстве клинкера, несмотря на достигаемые на них съемы (100—135 кг клинкера/м³·час), почти не развиваются, вследствие небольшой производительности (5—8 т клинкера/час). Это свидетельствует о том, что в настоящее время стала острее ощущаться потребность в быстрейшем исследовании и развитии новых способов получения клинкера и создания на этой основе новых, более эффективных печных агрегатов, отличающихся большой производительностью, выпуском дешевой и высококачественной продукции, экономичным теплоиспользованием и относительно малым объемом рабочего пространства.

§ 2. Новые шахтные печи высокой производительности

Институтом «Южгипроцемент» разработан проект автоматической шахтной печи производительностью 25—30 т клинкера/час*. Основные параметры ее по сравнению с существующими шахтными печами приведены в табл. 26.

Т а б л и ц а 26

Основные параметры шахтных печей

Показатели	Существующие шахтные печи	Проектируемая шахтная печь
Производительность, т клинкера/час	5—8	25—30
Удельный расход тепла, ккал/кг клинкера	1200—1300	1000—1100
Высота печи, м	10—11	12,25
Диаметр печи (в зоне горения), м	2,5—2,55	4,1
Полезный объем печи, м ³	50—60	135
Съемы клинкера с единицы объема, кг клинкера/м ³ ·час	100—135	185—220
Съемы клинкера, отнесенные к единице поперечного сечения, кг клинкера/м ² ·час	1000—1550	1900—2280
Давление дутья под колосниковой решеткой, мм вод. ст.	1000—1600	3800
Условная скорость воздуха, отнесенная к полному сечению, н.м ³ /м ² ·сек	0,35	0,6
Расход нормального воздуха, н.м ³ /час	6500	30000

* Г. С. Вальберг, Н. П. Коган. К вопросу о создании мощной автоматической печи. «Бюллетень технической информации «Южгипроцемент», № 18—19, 1956.

Профиль новой шахтной печи показан на рис. 43. Шахта состоит из четырех частей: верхняя часть 1 в виде сужающегося книзу усеченного конуса высотой 2 м представляет подготовительную зону, футерованную шамотным кирпичом; ниже расположена цилиндрическая зона горения 2, высотой 1 м с хромомagneзитовой футеровкой; затем — зона охлаждения 3, выполненная в виде расширяющегося книзу усеченного конуса высотой 7,25 м с шамотной футеровкой; самая нижняя часть шахты 4 высотой 2 м представляет выложенный из металлических плит усеченный конус (суженный книзу) с целью облегчения работы разгрузочного устройства.

Угол наклона образующей конусообразных частей шахты по аналогии с доменными печами принимается 86—88°. Сужением книзу шахты печи в подготовительной зоне предотвращается образование кольцевого зазора между слоем материала и стенками печи. При отсутствии сужения шахты кольцевой зазор образуется вследствие усадки материала примерно на 5⁰⁰/₀ по объему. Расширением книзу шахты печи в зоне охлаждения облегчается продвижение материала и ликвидируется «подвисание» и «привары» его к стенкам.

В отличие от существующих шахтных печей, где только на некоторых из них 40% воздуха подается через фурмы, а 60% вдувается под разгрузочное устройство, в новой печи весь воздух подается по периферии шахт через два фурменных пояса (нижний и верхний). Число фурм в каждом поясе определено по формуле акад. М. А. Павлова*, выведенной для доменных печей:

$$n = 2 \cdot D + 1, \text{ шт.},$$

где D — диаметр печи в метрах.

Нижний фурменный пояс 5 служит для ввода в печь необходимого холодного воздуха для горения топлива. Для равномерного его распределения в поперечном сечении шахты скорость истечения воздуха из фурм принимается равной не менее 40 м/сек. Кроме того, предусматривается ввод воздуха через центральное сопло 6, расположенное по оси шахты. Верхний воздушный пояс 7 предназначен для дожигания окиси углерода, вынесенной из зоны горения. Сюда отбирается подогретый примерно до 300° воздух из средней части зоны охлаждения 8 за счет избыточного давления воздуха в этой зоне. Так как реакция окисления СО в присутствии влаги происходит быстрее, чем в сухой среде, проектом предусмотрен подвод пара 9 и вдувание его в печь в верхнем поясе через специальные фурмы 10.

* М. А. Павлов. *Металлургия чугуна*, т. 1, Металлургиздат, 1950.

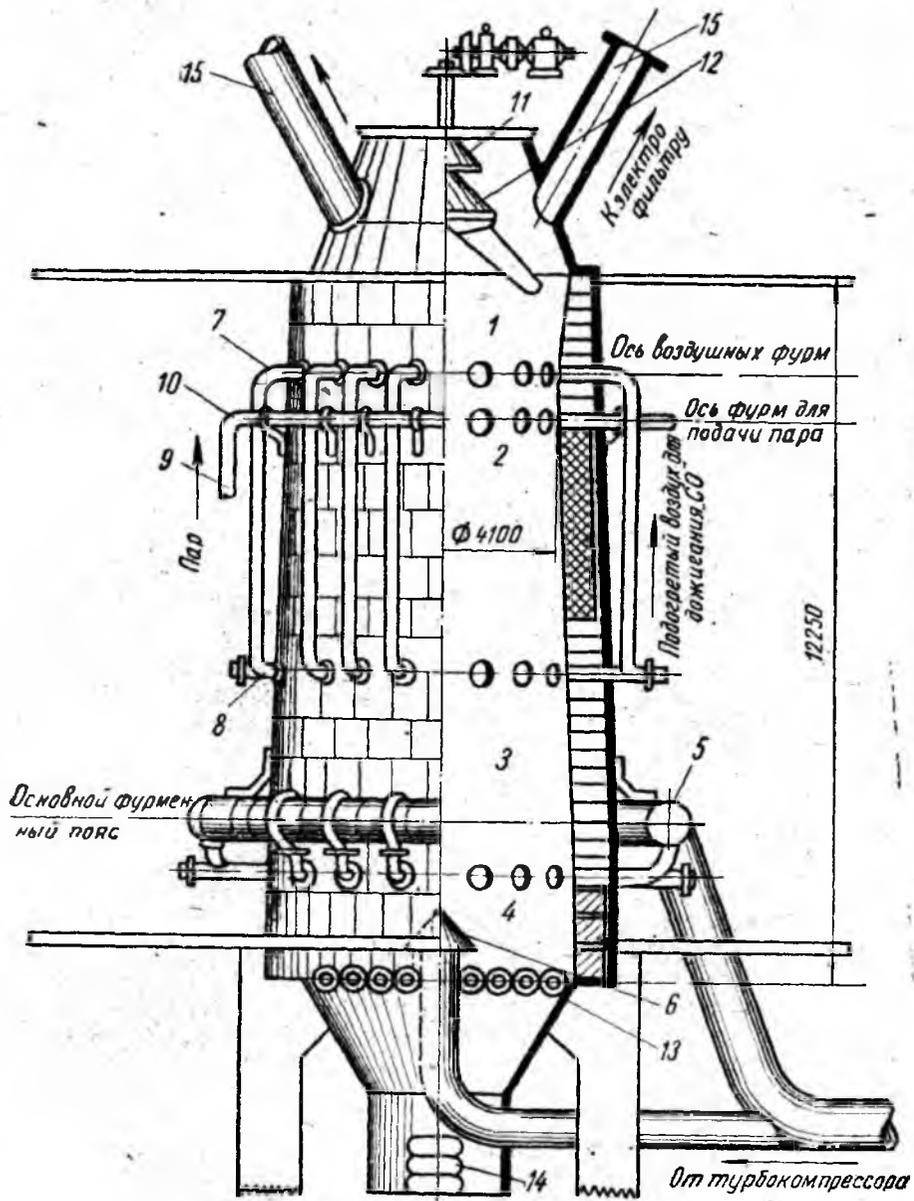


Рис. 43. Схема автоматической шахтной печи производительностью 30 т клинкера/час

Для обжига применяется предварительно тонко размолотая брикетированная или гранулированная смесь сырья и каменноугольного топлива (размеры брикетов 15×20 мм, гранул — 15 мм).

Загрузочное устройство 11 представляет собой двухконусный аппарат: конусы попеременно опускаются и запирают выход газам, и этим достигается герметичность загрузки. Для равномерной укладки материала по сечению шахты имеется распределительная тарелка с лотком 12. Газы отводятся из печи по газоходу 15.

Разгрузочным устройством 13 являются валки конструкции УЗТМ. В комплект входит пять пар валков диаметром 0,4 м и длиной 4,5 м, вращающихся навстречу друг другу. Каждая пара валков имеет индивидуальный электропривод постоянного тока с целью более плавной регулировки выгрузки клинкера. Другая конструкция разгрузочного устройства представляет конусообразную решетку с большим углом наклона образующей конуса*. Особо тщательного выполнения требует многошлюзовый разгрузочный затвор 14 в связи с повышенным давлением дутья в нижнем фурменном поясе.

Новая шахтная печь полностью автоматизирована. Основным регулируемым параметром является правильное расположение зоны горения по высоте шахты. Импульсами для регулирования служат температуры материала и газов, преобразование которых позволяет с помощью регуляторов соответствующим образом изменять загрузку и разгрузку печи. Регулировка дросселей на трубопроводах верхнего дутья связана с газоанализаторами, подающими импульсы исполнительным механизмам. В операторской сосредоточено дистанционное управление печью и установлены световые щиты, воспроизводящие фактический режим работы печи с целью текущего контроля и вмешательства оператора в тех случаях, когда это необходимо.

§ 3. Способы получения плавного клинкера

Способ обогащения известью огненножидкого доменного шлака в электрической печи впервые был предложен К. Г. Веннерстремом и прошел промышленную проверку в Швеции**. Оказалось, что этот способ связан с большим расходом электроэнергии, составляющим 400—700 квт·ч на 1 т плавного клинкера, тогда как при существующей технологии на весь производственный цикл затрачивается около 100 квт·ч на 1 т цемента. Кроме того, в электропечи, отфутерованной

* E. Schpon, «Zement—Kalk—Gips», N 10, 1954.

** K. G. Wennerstrom, Tek. Tidskrift, 1926, almanna, Avdalnirgen, 24.

угольной массой, в результате контакта футеровки с проплавляемой шихтой образуется карбид кальция, ухудшающий качество клинкера.

В 1944 г. В. В. Серовым был предложен иной способ получения плавного клинкера, согласно которому огненножидкий доменный шлак обогащается известью в конвертере при сжигании топлива (жидкого или газообразного) внутри расплава*. Разработку этого способа ведет институт «НИИцемент» на своей опытной установке (вблизи Ново-Тульского металлургического завода).

Конвертер (рис. 44) выполнен в виде цилиндрической вертикальной плавильной печи, вмещающей 20 т расплава.

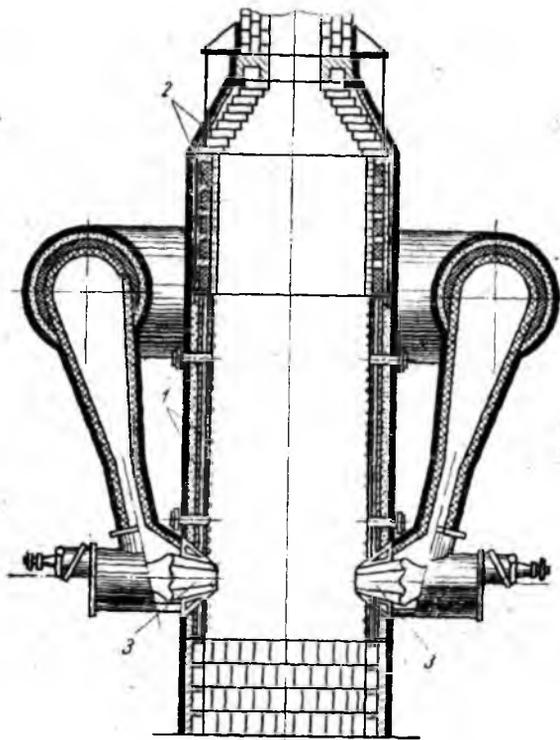


Рис. 44. Конвертер для получения плавных цементов из огненножидких шлаков

Особенностью установки является отсутствие огнеупорной обмуровки — ее заменяет слой застывшего расплава (гарнисажа), образующегося на водоохлаждаемых поверхностях

* Авторские свидетельства СССР, № 104265 и 107881.

стальных кессонов 1 — в фурменной зоне и чугунных плит 2, из которых сложены нижняя и верхняя части, а также свод конвертера*.

Для подачи топлива (мазут) и воздуха имеется две фурмы 3. Через них мазут продавливается во внутрь расплава в распыленном виде с помощью первичного воздуха, сжатого до 8 *ати*. Вторичный воздух предварительно подогревается в двух башенных регенераторах теплом отходящих газов конвертера до 800° и вдувается в расплав под давлением 2,5 *ати*. С целью повышения температуры горения топлива к воздуху добавляется газообразный кислород, что позволяет подогревать расплав до 1900—2000°.

Режим работы конвертера периодический: сначала огненно-жидкий шлак, привезенный от доменной печи в шлаковозном ковше, заливается в пустой конвертер до уровня приблизительно на 1 м выше фурм, затем включается подача топлива и воздуха. По мере повышения температуры шлака в него вводится обогашающий компонент (дробленый известняк или готовая известь) с добавлением мелкокусковой железной руды, которая снижает температуру плавления. Выпущенный из конвертера плавленный клинкер подвергается грануляции посредством быстрого охлаждения водой.

Вначале в описанном конвертере удалось получить глиноземистый и рудный клинкер (с повышенным содержанием окиси железа), имеющий более пониженную температуру плавления, чем у портландцементного клинкера. Способ получения последнего позднее был также освоен. Количество извести, которое при этом должно быть растворено в жидком шлаке, составляет 70—75% от веса шлака; марка плавленного клинкера 500—600.

Проведенные работы показали, что конвертерный способ получения глиноземистого цемента может быть более эффективен, чем применяемый ранее способ доменной плавки. К недостаткам конвертерного способа относятся периодичность режима, низкая производительность и малоэффективное использование тепла.

Начиная с 1957 г. институтом «Гипроцемент» совместно с Энергетическим институтом АН СССР и другими организациями разрабатывается способ получения плавленного клинкера в энергетических котельных топках с жидким шлакоудалением. Согласно технологии, твердое топливо дошихтовывается известковым компонентом (например, известняком) с тем, чтобы в результате выгорания органической части

* В. Ф. Крылов, В. К. Помян. Получение плавленных цементов по методу В. В. Серова. Журнал «Цемент», № 2, 1960.

топлива получался жидкий шлак, состав которого соответствовал бы составу портландцементного клинкера. Работы ведутся на базе прибалтийских горючих сланцев с зольностью около 60% сравнительно постоянного химического состава и приемлемыми для данной цели значениями кремнеземистого и глиноземистого модулей. Остается лишь повысить до определенной величины коэффициент насыщения известью за счет добавления к сланцу известняка.

В топке создаются высокие температуры, при которых зола топлива и известняк расплавляются, полученный плавленный цементный клинкер удаляется, а отходящие газы используются для получения энергетического пара. Исследование данного способа на опытно-промышленной установке не закончено*.

В 1958—1959 гг. на металлургическом заводе «Запорожсталь» Институтом строительных материалов и изделий АС и АУССР проведены промышленные опыты по получению плавленного клинкера из огнежидкого доменного шлака центробежным способом. Последний основан на принудительном смещении шлака с обогащающими компонентами в центробежной машине, предложенной В. С. Григорьевым, без подогрева шихты, за счет использования для расплавления твердых дополнительных смесей тепла самого шлака**.

Обогащающая смесь содержит 94% извести, 2% глинозема, 2% колошниковой пыли, 2% кремнефтористого натрия и добавляется к шлаку в два приема непосредственно из доменной печи при заливке шлаковозных ковшей и при сливе шлака из ковшей на центробежную машину. На рис. 45 изображена схема получения плавленного цемента путем механического обогащения шлака.

Центробежная машина 1 представляет вращающийся со скоростью 3000 об/мин на вертикальном валу массивный стальной диск. Из шлаковозного ковша 2 доменный шлак после первичного обогащения при температуре 1280—1800° сливается в машину 1 через воронку 3. Сюда же вторично дошихтовывается питателем 4 через загрузочные точки 5 обогащающая смесь. Попадая на диск машины, обогащенный шлак под действием центробежной силы отбрасывается на экран 6, затем убирается пластинчатым транспортером 7. Опыты показали, что центробежным способом получается портландцементный клинкер марки 300. Работы по освоению этого способа не окончены.

* Л. С. Коган и Л. Я. Гольдштейн. О некоторых свойствах плавленных цементов. Журнал «Цемент», № 2, 1960.

** Л. Д. Ершов. Цемент из огнежидких шлаков. Журнал «Цемент» № 3, 1960.

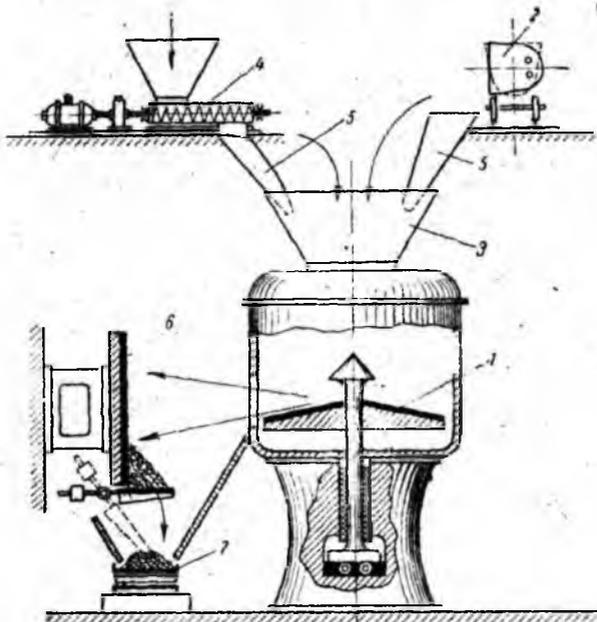


Рис. 45. Схема получения плавного цемента путем механического обогащения огненножидких шлаков

Определенное влияние на выбор нового направления в изыскании рационального способа получения плавного цементного клинкера оказала разработка для металлургического производства способа циклонной плавки мелких руд и концентратов цветных металлов, предложенного в 1951 г. А. Б. Резниковым, В. В. Тонконогим, Г. Ф. Кнорре и М. А. Наджаровым*. Способ состоит в том, что в цилиндрическую топочную камеру по касательной вводится со скоростью до 150 м/сек нагретый воздух, который образует внутри топки вихрь-циклон. В зону максимальной скорости вращения вихря подается проплавляемая шихта и топливо, которые под действием центробежной силы отбрасываются на стенки камеры. При этом топливо хорошо выгорает, а достигаемые высокие скорости газов и температуры (1600—1700°) позволяют вести в циклонной камере интенсивный процесс плавки цветных металлов. Мельчайшие частицы шихты успевают сплавиться внутри самой топки, более крупные прилипают к стенке топочной камеры, покрытой пленкой расплава, а затем плавятся.

* Авторское свидетельство СССР, № 106294.

Из циклонной камеры расплав и дымовые газы направляются в отстойную камеру, где происходит разделение расплава на готовый продукт и шлак. В отстойной камере поддерживается необходимая температура за счет прямого обогрева ее дымовыми газами. За отстойной камерой установлен противоточный трубчатый регенератор, предназначенный для подогрева до 500–550° необходимого для подачи в циклонную топку воздуха за счет утилизации тепла отходящих газов.

Промышленная проверка данного способа показала, что циклонная плавка, по сравнению с прежним методом плавки в отражательных печах, позволяет увеличить съемы металла с единицы полезного объема печи примерно вдвое, сократить на 35% удельный расход топлива и улучшить качество продукции.

Используя описанный метод, институт «Южгипроцемент» в 1957–1958 гг. провел опытные плавки глиноземистой и легкоплавкой цементной сырьевой смеси на экспериментальной установке (рис. 46), принадлежащей Московскому энергетическому институту*. При температуре около 1600° смеси плавилась, стекала по стенке циклона и через летку вытекала в виде капель или струи. Обнаружено, что расплав сильно разъедает хромомagneзитовую футеровку печи, в связи с чем проводятся дополнительные исследования по выбору рациональных огнеупоров, учитывая, что температура плавления рядового портландцементного клинкера составляет примерно 1780°.

Возможная аппаратурная схема циклонной плавильной печи изображена на рис. 47**. Перед подачей в циклонную печь 1 порошкообразная сырьевая смесь подогревается за счет утилизации тепла отходящих газов в трехступенчатом циклонном теплообменнике 2, 3, 4. Вышедшие из него газы двукратно обеспыливаются — сначала в механическом пылеуловителе 5, затем в электрофильтре 6. Вторичный воздух, нагнетаемый в печь вентилятором 8 через тангенциальный ввод, проходит предварительно воздухоподогреватель 7. Сырьевая смесь загружается в циклон-подогреватель 2 с помощью питателя 10. Топливо* вместе с холодным первичным воздухом подается в печь питателем 11 через горелку, установленную сверху по оси печи. Газы транспортируются посредством дымососа 9. Расплав клинкера стекает из печи в ванну 12, заполненную водой, что обеспечивает быстрое охлаждение. Данный способ требует научной разработки.

Строительство мощных гидростанций, вырабатывающих дешевую электроэнергию, делает реальной проблему электро-

* Г. С. Вальберг, Н. П. Коган и М. Я. Швыдкий. «Бюллетень технической информации «Южгипроцемента», № 3 (26), 1958.

** Е. И. Ходоров. Современная технология производства цементного клинкера, Госстройиздат, 1960.

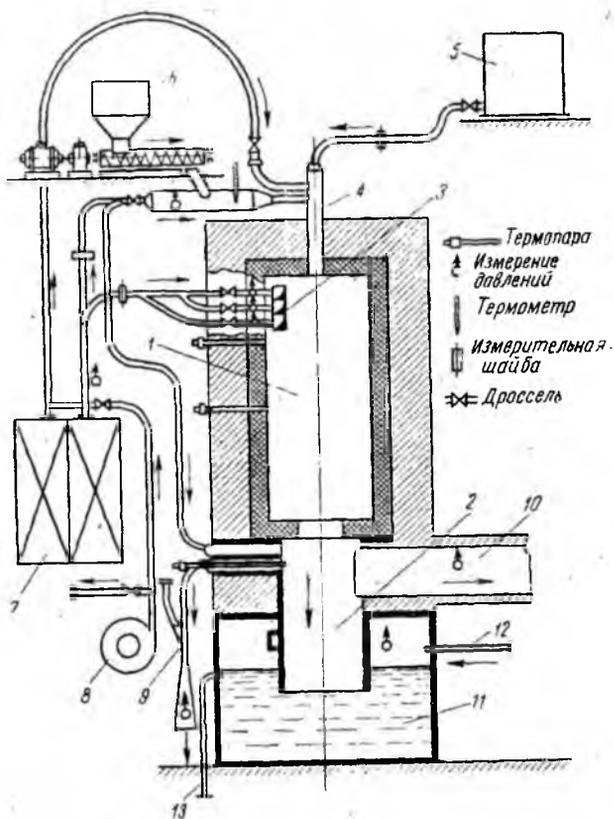


Рис. 46. Экспериментальная циклонная печь для плавки пирита (использована для плавки цемента):

1 — рабочее пространство, 2 — выходной канал для расплава, 3 — тангенциальные вводы воздуха, 4 — осевой ввод, 5 — топливный бак, 6 — дозатор сырья, 7 — воздухоподогреватель, 8 — воздуходувка, 9 — эжектор для термопары, 10 — выходной канал для газов, 11 — сборник расплава (в воду), 12 — подвод воды, 13 — отвод воды

плавки цементного клинкера. Для этого может быть использовано несколько способов: излучение тепла от светящихся излучателей на поверхность слоя материала; соприкосновение материала с нагретыми твердыми поверхностями; барботирование частиц материала через инертные по отношению к ним непрерывно подогреваемые расплавленные металлы; использование для плавки вихревых токов Фуко (индукционные печи) и др. Успешное решение данной проблемы позволит значительно упростить производство, поскольку отпадает необходимость в транспортировке и переработке большого количества

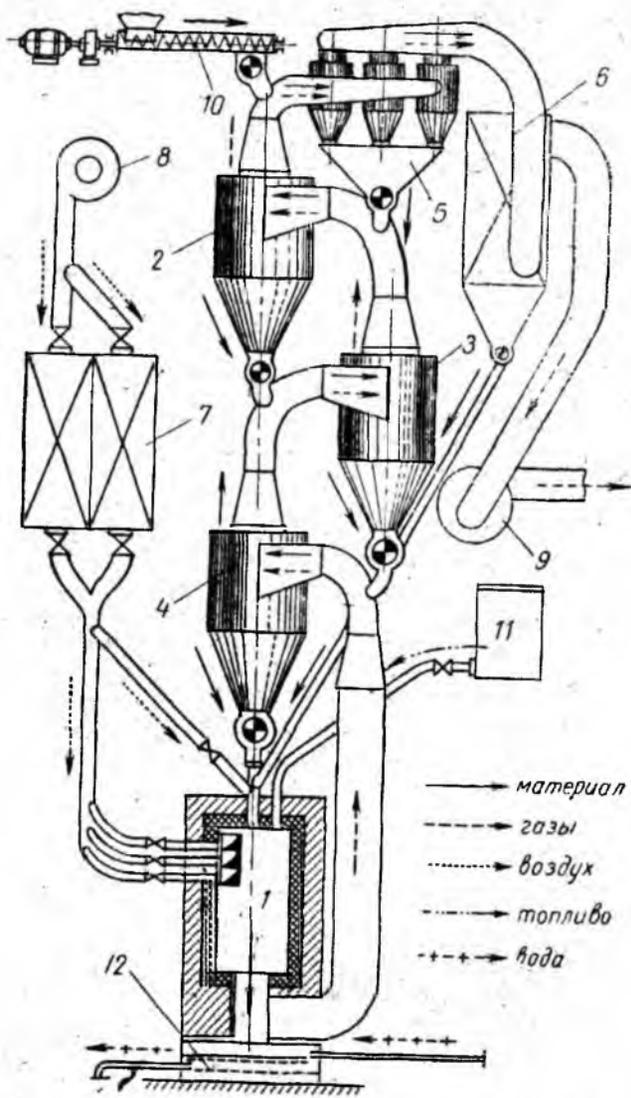


Рис. 47. Схема плавильной циклонной печи с многоступенчатой установкой циклонных теплообменников

топлива (передача электроэнергии по проводам экономична), ликвидируются потери сырья в виде пылеуноса, а также потери тепла с отходящими газами, имеющие место в пламенных печах.

§ 4. Способы обжига клинкера в кипящем слое

Обжиг и переработка материалов в кипящем слое применяется в металлургии, химии и других производствах*. Интенсивная теплопередача, хорошее перемешивание материала, устойчивость параметров процесса, достигаемые в кипящем слое, дают основания для исследования обжига цементного клинкера в этом направлении.

Скорость продувания газов (воздуха) через слой засыпки, необходимая для перевода сыпучего слоя в псевдооживленное состояние, может быть охарактеризована теми же физическими критериями (Re , Fr , Ar), что и скорость витания (см. гл. 2, § 2). Количественные связи искомых и заданных величин анализируются часто со ссылкой на уравнение М. Лева, выведенное для ламинарного режима**. Оно преобразовано из общего уравнения, характеризующего перепад давления в сыпучем слое:

$$\Delta p_{cl} = \zeta_{cl} \frac{w^3}{2g} \cdot \gamma_z \frac{h_{cl}}{d} \cdot \frac{(1-\varphi)^{3-n}}{\varphi^3} \cdot \psi^{3-n}, \text{ мм вод. ст.}$$

Здесь w и γ_z — фиктивная критическая скорость газового потока, отнесенная к полному сечению засыпки ($м/сек$), и удельный вес реального газа ($кг/м^3$);

h_{cl} и d — толщина слоя и диаметр зерен, $м$;

φ и ψ — безразмерные параметры слоя — соответственно относительный объем пустот и фактор формы зерна.

Коэффициент газодинамического сопротивления слоя ζ_{cl} и показатель n зависят от числа Рейнольдса ($Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$, где ν — кинематическая вязкость реального газа, $м^2/сек$).

При ламинарном режиме ($Re < 10$) показатель n равен единице и $\zeta_{cl} = 400 : Re$. Поэтому для данного случая общее уравнение преобразуется к виду:

$$\Delta p_{cl} = 200 \frac{w \cdot \gamma_z \cdot h_{cl}}{g \cdot d^2} \cdot \frac{(1-\varphi)^2 \cdot \psi^2}{\varphi^3}, \text{ мм вод. ст.}$$

Известно также, что при наступлении псевдооживления тонкодисперсного слоя с удельным (кажущимся) весом частиц $\gamma_{тв}$ ($кг/м^3$) перепад давления становится примерно равным или немногим меньше веса загрузки на единицу площади, т. е.

* Центральный институт информации цветной металлургии. «Процессы в кипящем слое», Москва, 1959.

** М. Leva, Chem. Eng. Progr, 44, 511, 1948.

$\Delta p_{ca} \approx h_{ca}(1 - \varphi)(\gamma_{m0} - \gamma_z)$, в связи с чем обобщающее уравнение можно написать:

$$w_{kp} = \frac{1}{200} \cdot \frac{g \cdot d^3 (\gamma_{m0} - \gamma_z)}{\nu \cdot \gamma_z} \cdot \frac{\varphi^3}{(1 - \varphi) \psi^2}, \text{ м/сек.}$$

Это и есть уравнение М. Лева для критической скорости псевдооживления тонкодисперсного слоя при ламинарном режиме ($Re < 10$).

Переход из ламинарной в турбулентную область характерен тем, что показатель n становится больше единицы и стремится к 2, достигая этого значения лишь при $Re > 100000$.

Коэффициент сопротивления ζ_{ca} уменьшается с увеличением Re и одновременно зависит от формы и шероховатости зерен, а также от пустотности слоя*.

В целях упрощения задачи, газодинамические условия псевдооживления в целом ряде исследований выражаются зависимостью числа Рейнольдса от значений критерия Федорова (или Архимеда), когда влияние величин ζ_{ca} , n , ψ и φ учитывается численными коэффициентами, найденными экспериментом. Критериальное уравнение имеет вид степенной функции:

$$Re = A \cdot Fe^m,$$

где A_1 — коэффициент, зависящий от качественных параметров слоя;

m — показатель степени, величина которого определяется скоростным режимом потока.

Аналогичным образом, т. е. в виде критериального уравнения, может быть выражена и интенсивность теплоотдачи в кипящем слое:

$$Nu = B \cdot Re^C,$$

Здесь критерий Нуссельта представляется отношением физических величин

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda},$$

где α — коэффициент теплоотдачи $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$;

λ — теплопроводность газовой среды, $\text{ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{град}$;

B и C — соответственно численный коэффициент и показатель степени, значения которых зависят от физических свойств системы и находятся экспериментальным путем.

Способы обжига цементного клинкера в кипящем слое разрабатываются институтами «Гипроцемент» и «НИИцемент».

* П. Ребу. Кипящий слой. Издание Центрального института информации цветной металлургии, Москва, 1959.

С целью постепенного решения проблемы Гипроцементом первоначально был запроектирован теплообменник, в котором тщательно гранулированная сырьевая смесь подогрывается только до 800° и частично (примерно на 20—30%) декарбонируется в кипящем слое за счет утилизации тепла отходящих газов вращающейся печи. Опытно-промышленная установка данного типа (рис. 48) построена в г. Новороссийске на заводе «Победа Октября».

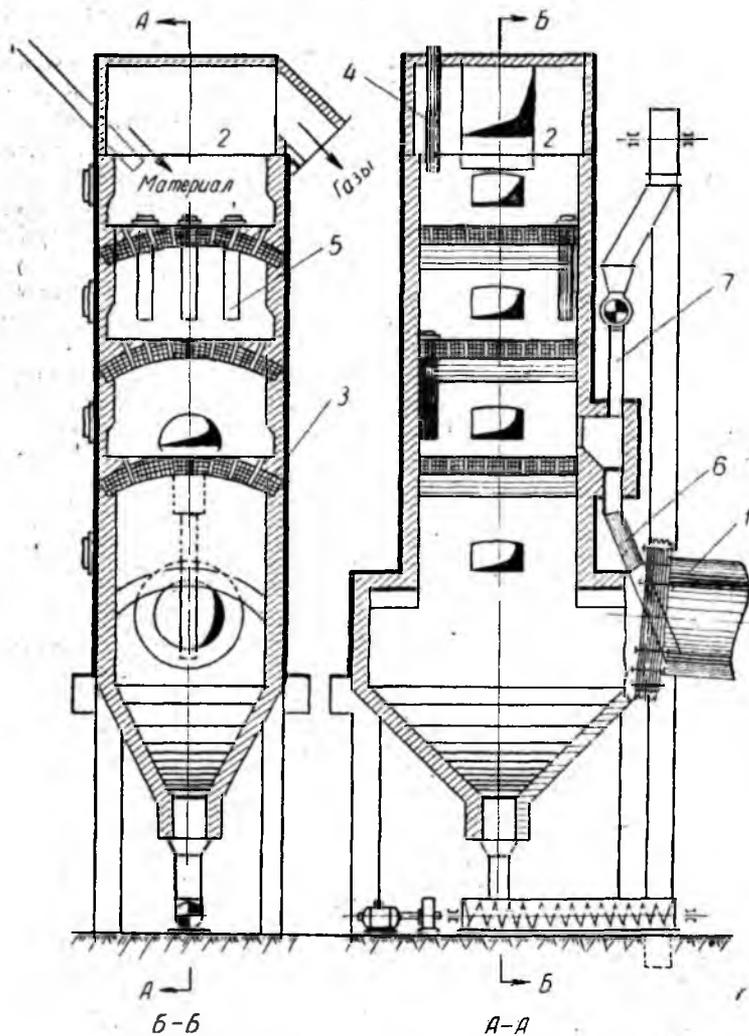


Рис. 48. Запечная теплоутилизирующая установка для подогрева гранулированного сырья в кипящем слое

Загрузочный конец печи 1, соединен с трехступенчатым теплообменником 2 квадратного сечения ($2,5 \times 2,5 \text{ м}^2$), разделенным дырчатыми сводами из огнеупорного кирпича. Гранулы сырья размерами 2—10 мм, полученные на чашевом грануляторе, загружаются на верхнюю решетку теплообменника через питательную течку 4. В результате непрерывной загрузки материала псевдооживенная масса его переливается через трубы 5 под действием силы тяжести из верхней секции в среднюю, из средней в нижнюю, а затем по течке 6 поступает во вращающуюся печь.

Кипящий слой над каждой решеткой 3 образуется вследствие движения потока отходящих газов печи снизу вверх со скоростью, необходимой для перевода сыпучего слоя гранул в псевдооживенное состояние. Постоянная толщина кипящего слоя поддерживается тем, что обрез переливных труб 6 поднят над каждой решеткой на определенную высоту. Осевшая в камере сырьевая смесь направляется в печь шнеком и элеватором через течку 7.

Газы из теплообменника направляются для обеспыливания в батарейный циклон, оттуда — в дымовую трубу. Полное газодинамическое сопротивление установки превышает 100 мм вод. ст. Тяга обеспечивается одним или двумя последовательно работающими дымососами. Средние показатели работы описанной опытно-промышленной установки приводятся в табл. 27.

Таблица 27

Средние показатели работы опытно-промышленной печной установки, оборудованной теплообменником-подогревателем с кипящим слоем

Наименования	Показатели
Зерновой состав гранул, %	
+ 10 мм	3
+ 7 — 10 мм	9
+ 5 — 7 мм	41
+ 2 — 5 мм	35
— 2 мм	2
Влажность гранул, %	9,8
Насыпной вес гранул, кг/м ³	1090
Потери при прокаливании, сохранившиеся в материале, вышедшем из теплообменника, %	19,8
Начальные потери при прокаливании материала, %	32
Насыпной вес получаемого клинкера, кг/м ³	1410
Коэффициент насыщения клинкера	0,86
Предел прочности образцов из размолотого клинкера, кг/см ² , на разрыв через 3 дня	28,2
7 дней	30
на сжатие через 3 дня	575

Наименования	Показатели
на сжатие через 7 дней	585
Вид применяемого топлива	природный газ
Температура газов, град	1025
под нижней решеткой теплообменника	668
под средней решеткой	412
под верхней решеткой	223
Разрежение, мм вод. ст.	2—3
за печью	354
над слоем в нижней секции теплообменника	627
над слоем в средней секции перед дымососом	1112
Коэффициент избытка воздуха:	
за печью	1,14
перед дымососом	2,39

Существенным недостатком описанной установки, задерживающим промышленное внедрение данного способа, является ненадежная работа теплообменника с кипящим слоем, вследствие забивания решеток материалом и вынесенной из печи пылью.

Институтом «НИИцемент» решается проблема полного цикла обжига цементного клинкера в кипящем слое в специальной (безрешеточной) шахтной печи, предложенной А. Е. Мягковым, И. И. Холиным и В. К. Хохловым. Основная идея состоит в том, чтобы отказаться от решеток, разделяющих расположенные друг над другом кипящие слои, но сохранить разделение слоев, применив новые конструктивные решения.

На рис. 49 представлена схема шахтной печи, в которой разделение кипящих слоев достигается за счет специального профиля шахты. При движении газового потока снизу вверх через циклонную шах-

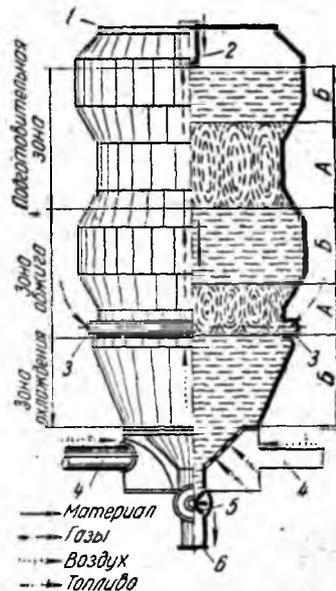


Рис. 49. Схема многоступенчатой безрешеточной шахтной печи с кипящими и стабильными слоями материала:

А — кипящие слои, Б — стабильные (фильтрующие) слои

ту, заполненную зернистым материалом (гранулы его должны быть особо прочными), в сечениях наименьшего диаметра образуется кипящий слой с интенсивным перемешиванием материала. В расширенных частях шахты вследствие уменьшения скорости газов, засыпка материала остается стабильной (не перемешивается). Таким образом, разделителями кипящих слоев служат стабильные прослойки материала. При этом режим работы печи, в смысле устойчивого расположения технологических зон по высоте шахты и сохранения противоточной тепловой схемы, становится упорядоченным.

Отвод отходящих газов 1 и загрузка материала 2 происходят в верхней части шахты. Здесь расположена подготовительная зона с кипящим слоем, перекрытым сверху стабильной прослойкой. В средней части шахты находится так называемая «переходная» стабильная зона, разделяющая кипящий слой подготовительной зоны от кипящего слоя в зоне обжига. В нижней части печи, во избежание перемешивания материала зон обжига и охлаждения, сделано расширение шахты под фурменным поясом 3, через который вводится в печь газообразное или жидкое топливо. Воздушное дутье 4 подается под конусообразную разгрузочную решетку, соединенную с уплотняющим затвором 5, который должен обладать надежной герметичностью. Обожженный продукт выгружается через течку 6.

Исследование данного способа на моделях выполнено НИИцементом в 1958 г.* и перенесено на полузаводскую установку.

В несколько ином оформлении безрешеточная шахтная печь с кипящим слоем предложена Е. И. Ходоровым** (рис. 50). В средней цилиндрической части шахты 1 с наиболее узким сечением размещается зона обжига с кипящим слоем. Верхняя 2 и нижняя 3 части шахты выполнены расширяющимися, в связи с чем материал в них находится в виде стабильной засыпки (не перемешивается). Этим, как и в первом случае, достигается упорядоченное расположение технологических зон по высоте шахты.

Материал загружается в печь через распределительную вращающуюся воронку 11, разгружается посредством валков 4. Воздух подводится по трубопроводу 12, соединенному с подвалковой камерой 5, герметизированной от окружающей среды шлюзовым затвором 6. Отходящие газы обеспыливаются по двухстадийной схеме: в циклонах 7 и в пылесадитель-

* В. К. Хохлов и Е. Е. Мягков. Полный обжиг клинкера в кипящем слое. «Научные сообщения» НИИцементов, № 6/37, 1959.

** Е. И. Ходоров. Современная технология цементного клинкера, Госстройиздат, 1960.

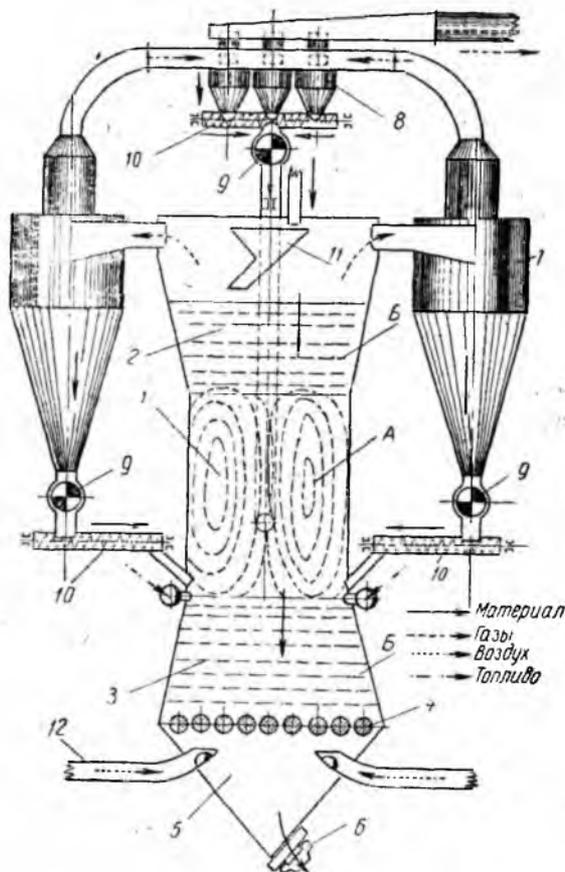


Рис. 50. Схема шахтной печи с запечными циклонами для обжига в кипящем и стабильном слое:

А — кипящий слой, Б — стабильные (фильтрующие) слой

ном устройстве 8 все пылесадители снабжены затворами 9. Уловленная пыль возвращается в печь с помощью шнека 10 непосредственно в зону обжига. По мнению автора, в описанной печи можно обжигать в кипящем слое не только гранулированную, но также и порошкообразную сырьевую смесь.

Принципиально новой представляется предложенная Пайзелом* установка для обжига цементного клинкера в кипя-

* Патент США, № 2, 776, 132.

щем слое (рис. 51). Она отличается тем, что клинкер образуется взаимодействием тонкоизмельченной сырьевой смеси с частицами готового цемента, являющимися «зародышами».

Основной частью установки является цилиндрическая печь с коническим дном 5, где обжигается материал в кипящем слое. Сырьевая мука в смеси с топливом из бункера 1

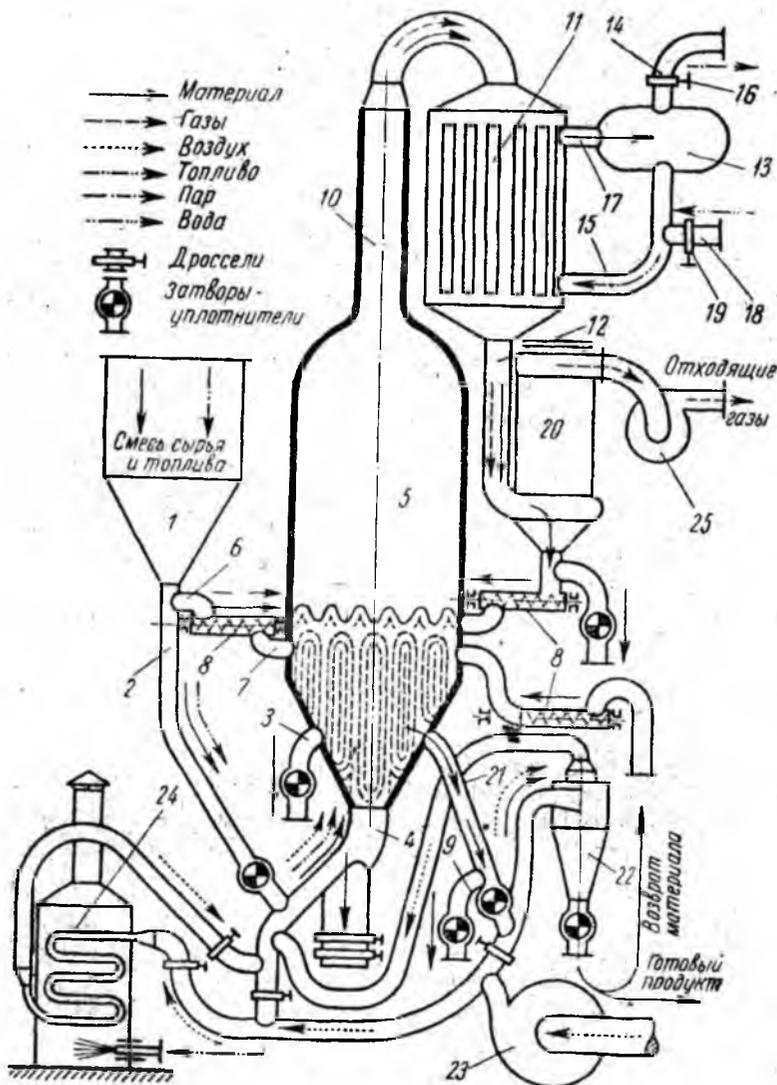


Рис. 51. Схема печного агрегата с котлом-утилизатором, предложенная Пайзелом, для обжига в кипящем слое

через трубу 2 поступает в трубопровод 4. В нем смесь подхватывается потоком горячего воздуха и вдувается в печь 5 снизу (продавливается). Кроме того, топливно-сырьевая смесь может загружаться в печь посредством насоса 8 через трубы 6 и 7.

Отходящие газы из печи направляются по газоходу 10 в котел-утилизатор 11, вырабатывающий энергетический пар, затем по газоходу 12 отработанные газы поступают в пылеуловитель 20, из него дымососом 25 выбрасываются в атмосферу. Уловленная пыль возвращается в печь. Вода подводится в котел через вентиль 19 по питательной трубе 15, пар подается по трубе 14 в паросборник 13, соединенный вентиляем 16 и паропроводом 17. Конденсат стекает из паросборника по трубе 18.

Обоженный материал выгружается из печи через переливную трубу 21 и под действием вентилятора 23 направляется в сепараторный холодильник 22. В нем наряду с охлаждением происходит классификация материала: агломерированные зерна (готовый продукт) выгружаются из холодильника, пылеватые частицы с горячим воздухом по трубе 4 возвращаются в печь, где представляют реакционную среду, способствующую клинкерообразованию. Степень обжига может контролироваться отбором материала через контрольные клапаны 3,9. Воздух подогревается в двух местах — в холодильнике 22 и в воздухоподогревателе 24, имеющем самостоятельный обогрев от горелки.

Следует отметить, что в установке Пайзела котел-утилизатор 11 может быть заменен подогревателем сырья, что, видимо, целесообразно.

§ 5. Вихревые способы обжига клинкера

В течение последних лет за рубежом выдан целый ряд патентов на новые способы и устройства, касающиеся обжига цементного клинкера во взвешенном состоянии. В частности, изобретенные Ф. Мюллером* циклонные теплообменники для вращающихся печей нашли широкое промышленное применение (см. гл. 2, § 2). Аналогичен по своему целевому назначению предложенный Россом и Пэтром** многоканальный теплообменник (рис. 52). Отходящие газы из печи 1 поступают в теплообменник и совершают путь по его каналам 2. Внутри теплообменника на стыках каналов имеются сужения 3 для разгона скорости газов, рядом с ними установлены жаростойкие жалюзи 5.

* Патент США, № 2, 663, 761 от 22 декабря 1953 г., кл. 263 — 30.

** Чехословацкий патент.

Порошкообразная сырьевая смесь загружается в теплообменник из бункера 6 посредством питателя 7. Затем в каждом канале (ступени) газы и материал движутся попутно, однако общая тепловая схема устройства противоточная,

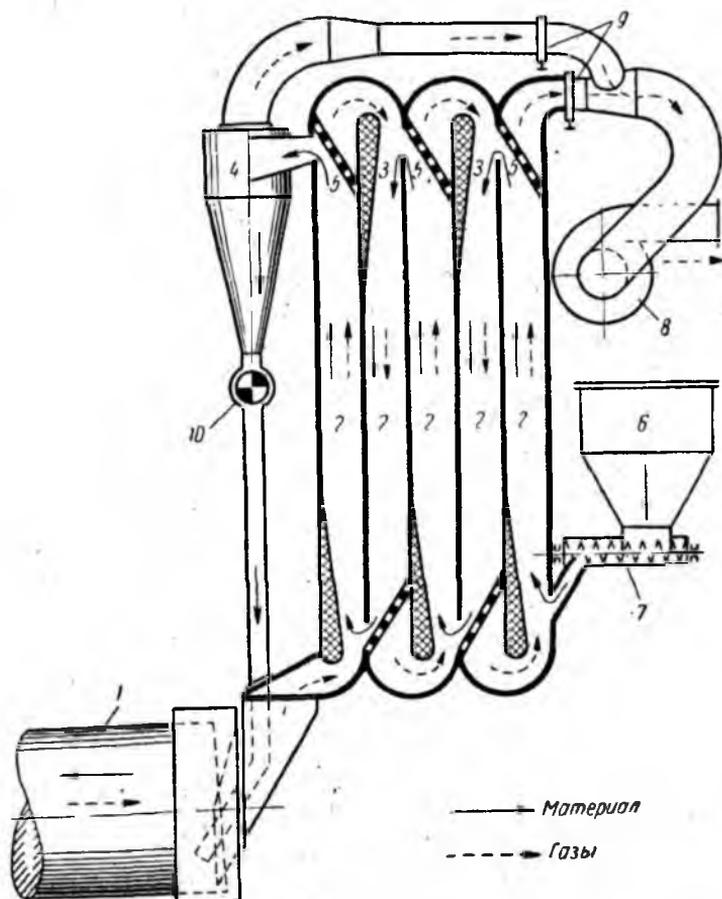


Рис. 52. Запечный теплообменник, предложенный Россом и Пэтром для подогрева во взвешенном состоянии

т. е. аналогична схеме диклонных теплообменников. В конце каждого канала материал сепарируется из газового потока посредством жалюзей 5 и благодаря этому переходит из одного канала в другой. Из последнего (горячего) канала подогретый материал направляется в циклон 4, из него — через затвор 10 в печь. Установка снабжена дымососом 8.

Изыскания пламенно-вихревых способов обжига клинкера все больше расширяются. В 1953 г. И. Уиттом была предло-

жена так называемая «противоциклонная» установка (рис. 53) для обжига цементного клинкера в печи вихревого типа*. Вихревая печь 1 может быть либо неподвижной, вертикальной или горизонтальной, либо наклонноповорачивающейся — в любом случае, по мнению автора, длина ее не больше 30 м. Она основана на быстром вращении массы, подаваемой через

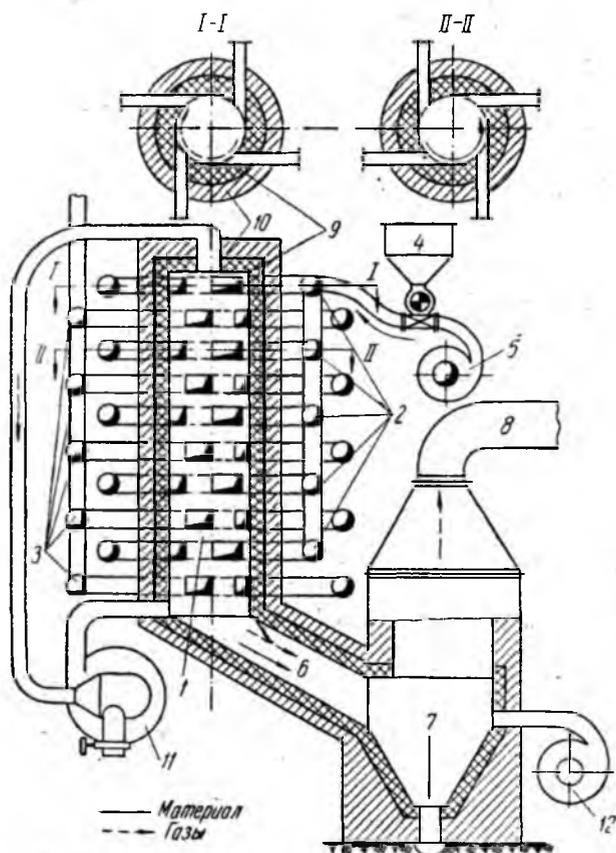


Рис. 53. «Противоциклонная» установка Уитта

множество тангенциальных вводов — отдельно для сырья, направляемого в печь из бункера 4 с помощью вентилятора 5 через вводы 2 и отдельно для горючей смеси — через вводы 3. Потoki закручиваются в противоположных направлениях, при этом достигается однородная температура по

* Патент США, № 2, 63, 116, от 7 апреля 1953 г., кл. 263 — 29.

всему фронту горения. Печь имеет огнеупорную обмуровку 9 и теплоизоляцию 10. Обожженный продукт и газы удаляются из печи по каналу 6. На своем пути он охлаждается воздухом, подаваемым вентилятором 12. Клинкер скапливается в сборнике 7, а газы выбрасываются по трубе 8. Определенная часть газов возвращается в печь рециркуляционным вентилятором 11. Предложенная Уиттом установка была экспериментально проверена, что позволило подтвердить практически возможность получения цементного клинкера описанным способом. Однако при этом не удалось найти достаточно стойкие огнеупорные материалы*.

В Советском Союзе вихревые способы получения цементного клинкера изучаются на базе использования циклонных топок, применяемых на практике. Здесь потоки разделяются на четыре элемента: основной вихрь, расположенный в пристенной области; выходной вихрь, находящийся в приосевой области; осевой обратный ток, зарождающийся вне циклонной камеры и входящий в нее через осевую область (способствует устойчивости фронта горения), и кольцевой обратный ток, циркулирующий между основным и выходным вихрями. Все элементы потока имеют одинаковое направление вращения**.

Циклонные топки отличаются резко повышенной способностью к интенсификации процесса полного сжигания топлива и притом при избытках воздуха, близких к теоретическому пределу***. Таким образом, при использовании циклонных топок для обжига цементного клинкера может быть получен более высокий пирометрический эффект в завершающей стадии процесса по сравнению с печами существующих типов. Это открывает новые возможности значительного ускорения химических реакций, что может быть использовано для решения по крайней мере трех задач: получения не кускованного, а порошкообразного продукта обжига, не требующего больших энергозатрат на размол; создания новых обжиговых агрегатов, на изготовление которых требуется меньше металла и экономятся средства на строительство, и наконец, осуществления полной автоматизации обжигового процесса.

Институтом «Южгипроцемент» с 1958 г. ведутся исследования обжига пылевидного цементного сырья в вертикальной циклонной топке лабораторного типа; схема опытной уста-

* «Rock Products», ноябрь, 1958 г., стр. 64 — 66.

** Д. Н. Ляховский. Исследование аэродинамики циклонной камеры, сборник статей «Вопросы аэродинамики и теплопередачи в котельно-топочных процессах». Госэнергоиздат, 1958.

*** Циклонные топки. Под ред. Г. Ф. Кнорре и М. А. Наджарова. Госэнергоиздат, 1958.

новки изображена на рис. 54. В топку 1 сырье загружается из бункера 2 через осевой ввод 3. Используемое для обжига газообразное топливо от городской сети подается в топку через тангенциальные горелки 4. Воздух подводится от компрессора 5 сначала в кольцевую полость 6, расположенную вокруг огнеупорной облицовки топки. Охлаждая облицовку,

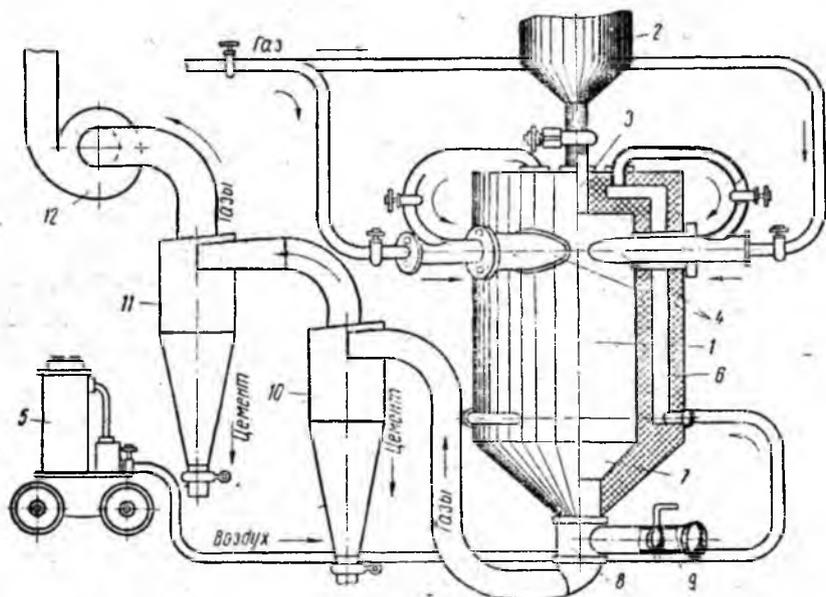


Рис. 54. Опытная установка Южгипроцемента с вертикальной циклонной топкой

воздух нагревается и затем направляется в топку вместе с газом через горелки 4. В нижней части топки имеется конус 7, через который порошкообразный продукт обжига выгружается в коллектор 8, куда через клапан 9 добавляется окружающий воздух для охлаждения потока. Пыле-газовая смесь из коллектора 8 направляется в два последовательно работающих циклона 10 и 11, где осаждается продукт обжига. Отвод газового потока осуществляется дымососом 12. Дальнейшие исследования Южгипроцементом перенесены на полувальцовую установку производительностью 300 кг клинкера/час.

Начиная с 1960 г. исследования обжига пылевидного цементного сырья с применением циклонных топок ведутся также институтом «РОСНИИМС» совместно с кафедрой теплотехники силикатных производств Московского института химического машиностроения. Здесь избран для изучения

вариант горизонтальной топки. Поисковая опытная установка производительностью до 200 кг клинкера/час изображена на рис. 55. Горизонтальная топка 1 тангенциально соединена с вертикальной цилиндрической вихревой камерой 2, в связи с чем закрученный в топке поток продолжает вихревое движение в затопочной камере. За ней по ходу газов установлены подогреватель сырья 3 и воздухоподогреватель 4. Оба подогревателя — утилизаторы тепла трубчатого типа, что исключает возможность смешения обожженной пыли с сырьевой смесью. Нагретое сырье с помощью питателя 5

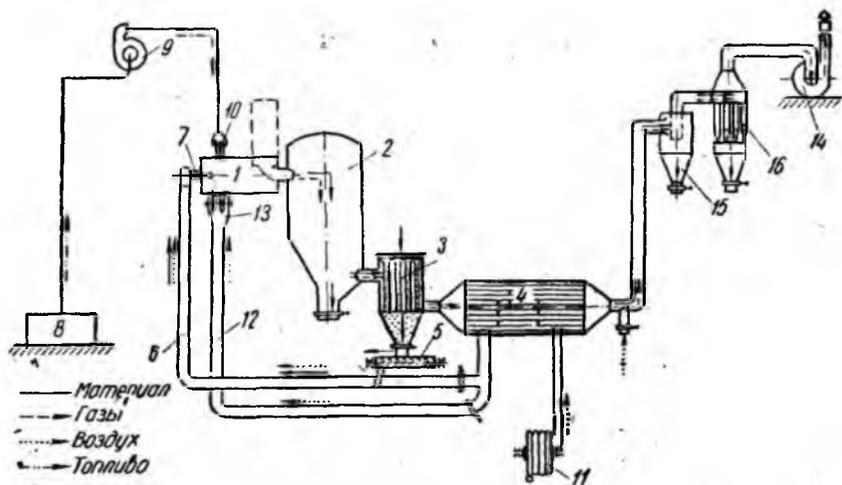


Рис. 55. Опытная установка РОСНИИМС-МИХМа с горизонтальной циклонной топкой

подается в трубопровод первичного воздуха 6 и по нему направляется в топку через осевой ввод 7. Жидкое топливо (керосин) из бака 8 с помощью питательного насоса 9 подводится в топку через тангенциальные форсунки 10. Воздух от турбокомпрессора 11 направляется сначала в воздухоподогреватель 4, затем два потока подогретого воздуха (вторичного и первичного) вздуваются в топку; вторичный идет по трубопроводу 12 и закручивается в топке посредством тангенциальных вводов 13. Запыленный газовый поток, охлажденный в результате утилизации тепла в затопочных устройствах, с помощью дымососа 14 просасывается через две ступени циклонов 15 и 16, где осажается пылевидный продукт обжига.

Первые результаты исследований обжига пылевидного сырья в циклонных топках значительно расширили прежние

представления кинетики процесса клинкерообразования. Оказалось, что скорость клинкерообразования из частиц, размеры которых исчисляются микронами, во много раз превышает скорость процесса, найденную прежними экспериментаторами в обжигаемых гранулах сырья с размерами 0,25 см и более.

Экстраполяция опытных данных по обжигу гранул применительно к обжигу пылевидного сырья приводит в грубом приближении к эмпирическим формулам, характеризующим необходимую продолжительность пребывания сырья в циклонной топке при высоких температурах (для области $0,8 < KH < 0,9$):

а) для случая обжига пылевидного сырья без добавления плавикового шпата:

$$\tau \approx 0,13 \frac{d^{0,7}}{(1 - KH)}, \text{ сек};$$

б) для случая обжига пылевидного сырья с добавлением минерализатора — плавикового шпата:

$$\tau \approx 0,037 \frac{d^{0,7}}{(1 - KH)}, \text{ сек}.$$

Здесь d — диаметр реагирующей частички, выраженный в микронах, и KH — коэффициент насыщения известью сырьевой смеси.

Основные требования, которые должны учитываться при создании новых обжиговых агрегатов с циклонными топками, как показали предварительные исследования, могут быть сформулированы следующим образом:

1. Теплопередача в циклонной топке осуществляется по принципу прямотока, но агрегат в целом должен иметь противоточную схему, необходимую для утилизации тепла газового потока в подготовительных стадиях обжига (в затопочных аппаратах).

2. Скорость переноса тепла в циклонной топке зависит в основном от двух факторов — температурного напора и продолжительности пребывания материала, т. е. от пирометрического эффекта во времени. Поэтому желательно осуществлять более высокий по сравнению с действующими печами подогрев воздуха, расходуемого на сжигание топлива (до 700° и более). Режим работы данной технологической топки должен отличаться от режима энергетических циклонных топок меньшими объемными теплонапряжениями и соответственно увеличенным временем пребывания элементарной частицы газа в топке.

Геометрические пропорции топки в данном случае должны быть иными, чем у энергетических топок. Требуется иметь

две топочные зоны: в головной части — зону горения и в хвостовой — зону «дозревания» клинкерных минералов.

3. В циклонной топке может передаваться материалу при сухом способе обжига тепло $300 \div 500$ ккал/кг клинкера, при мокром способе — $500 \div 800$ ккал/кг клинкера, остальное количество тепла должно передаваться в затопочных теплообменниках.

4. Продукт обжига, полученный в циклонной топке, отличается тонкодисперсной структурой. Вряд ли можно ожидать удовлетворительного пылеосаждения в высокотемпературной стадии процесса, так как современные методы газоочистки в этом случае неприемлемы. Возможно, окажется целесообразным транспортировать полученную цементную пыль вместе с газовым потоком через все затопочные поверхности нагрева, а затем при температуре потока ниже 300° осуществлять газоочистку и сбор цементной пыли в обычных эффективных пылеосадителях.

§ 6. Некоторые новые теплообменные аппараты

Способ и аппаратная схема охлаждения клинкера во взвешенном состоянии предложены Л. Петерсоном (рис. 56)*. Из печи 1 клинкер через течку 2 сбрасывается в вертикальный канал 3, по которому воздух просасывается в циклон первой ступени 4 посредством вентилятора 5. В канале 3 мелкие зерна клинкера подхватываются воздушным потоком, крупные — проваливаются в дробилку 6, продуваемую воздухом через канал 7. Весь клинкер поступает в циклон 4, затем по перепуску 8 направляется во всасывающую трубу 9, по ней — в циклон второй ступени 10 и уже охлажденным разгружается через затвор 11. Нагретый воздух направляется во вращающуюся печь по трубопроводам 12 и 13. При сжигании топлива в печи, подаваемого из бункера 14 шнеком 15, используется воздух, засасываемый через патрубок 16.

Новый клинкерный холодильник шахтного типа предложен О. Леллепом (рис. 57)**. Головка печи 1 представляет одно целое с рабочим пространством холодильника 2. Крупные куски горячего клинкера отделяются на грохоте 3, основная масса его поступает на концентрические кольца 4, выполненные из металла в виде неподвижного ступенчатого днища холодильника. Воздух нагнетается по трубе 5 и проходит через щели 6 между кольцами 4 в находящийся сверху слой клинкера. С помощью скребков 7, упреленных на вращающемся кожухе 8, охлажденный клинкер через щели 6

* Патент США, № 2. 841, 384, кл. 263 — 32.

** Патент США, № 2, 861, 356.

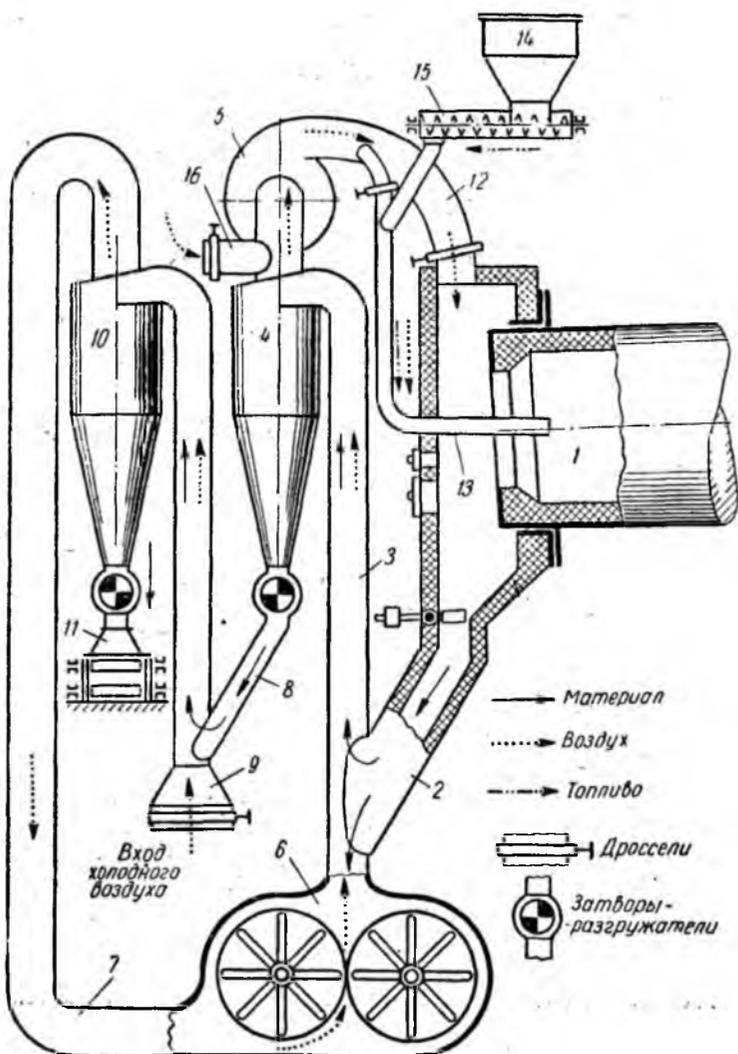


Рис. 56. Циклонный холодильник клинкера

выгружается на транспортер 9. Нижняя подвижная часть холодильника опирается на ролики и снабжена приводом 10. Нагретый воздух входит в печь через ее горячий конец. Клинкерный холодильник, сходственный с описанным выше, также предложен Х. Хабелем*.

* Патент США, № 2, 891, 321 от июня 1959 г., кл. 34 — 174.

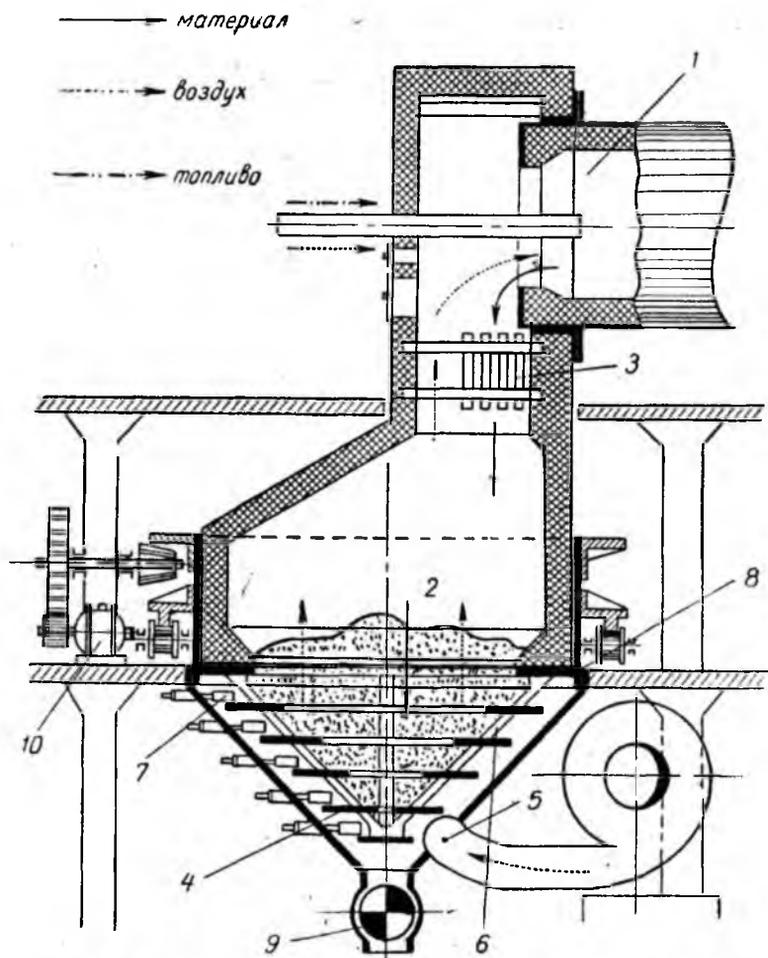


Рис. 57. Холодильник клинкера с концентрическими кольцами

Шахтный теплообменник с кольцеобразным слоем для нагрева гранулированного сырья теплом отходящих газов (рис. 58,а) и для охлаждения клинкера (рис. 58,б) предложен Д. Я. Мазуровым*. Аппарат состоит из двух расположенных друг над другом камер 1 и 2, сообщающихся каналами 3. Внутри камер расположены кольцевые шахты 4 и 5, ограниченные перфорированными концентрично установленными стенками 6, 7, 8 и 9. Загрузка осуществляется через горло-

* Авторское свидетельство СССР, № 118229, кл. 80 «с» — 14, 1960.

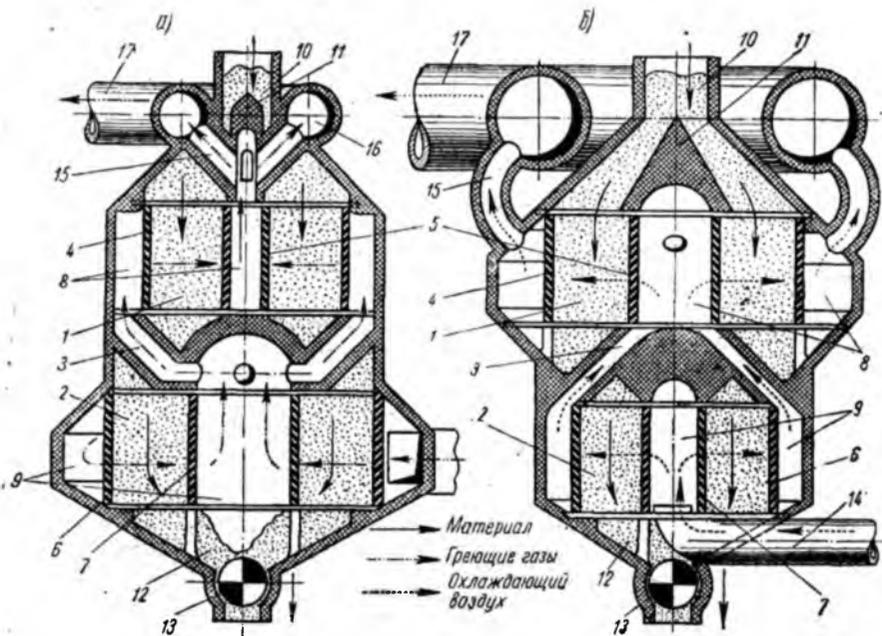


Рис. 58. Двухступенчатый теплообменник с кольцеобразным слоем материала

вину 10, назначение которой в сочетании с распределительным конусом 11 — обеспечить равномерную укладку кольцевого слоя и газоплотность аппарата сверху. Материал постепенно опускается вниз, после окончания теплового процесса поступает в конусный сборник 12, служащий нижним уплотнителем аппарата; разгрузка ведется через горловину 13. Газы (или воздух) входят по газоходу 14 во внешнюю (или внутреннюю) полость камеры 1, просачиваются в радиальном направлении через слой материала кольцевой шахты 4, откуда по каналам 3 направляются во внешнюю или внутреннюю полость камеры 2, совершают здесь аналогичный путь через кольцеобразный слой, а затем отводится из аппарата по каналам 15 и трубопроводам 16 и 17.

Кафедрой теплотехники силикатных производств Московского института химического машиностроения проведены предварительные исследования, показавшие перспективность работ по созданию нового аппарата — испарителя влаги шлама с вибрирующей насадкой*. Применяемые концентраторы

* Авторское свидетельство СССР, № 142959, кл. 82, а.

шлама (см. гл. 1, § 7) имеют существенные недостатки — неравномерное распределение газов и отсутствие четко выраженных технологических зон внутри аппарата, что вызывает большой вынос пыли с газами. Выяснение на моделях эффективности действия аппаратов с вибрирующей насадкой для сушки шлама в целом дало положительные результаты.

Предполагаемая конструкция виброконцентратора шлама показана на рис. 59. Вращающаяся печь 1 соединяется через уплотнение 2 с лотком 3, над которым расположен виброконцентратор и запасный газоход 4. Аппарат представляет

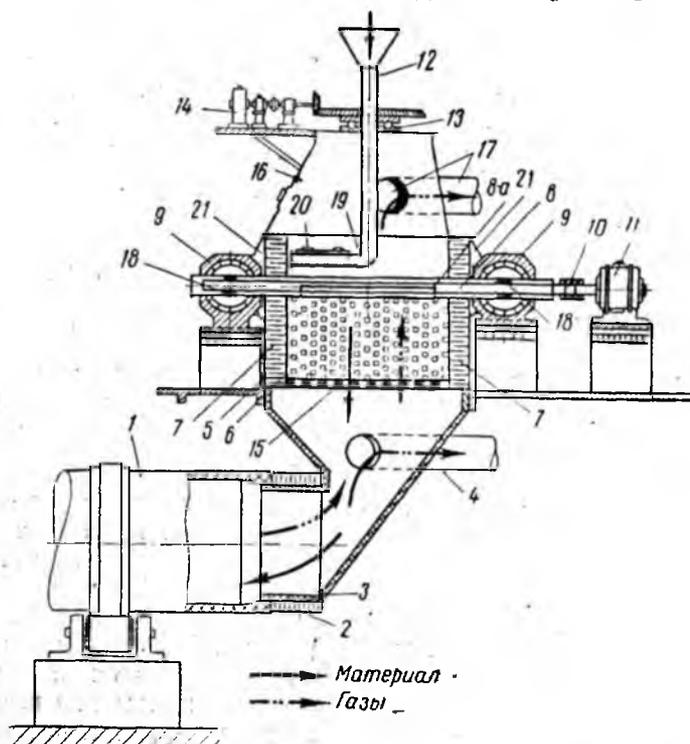


Рис. 59. Предполагаемый концентратор шлама с вибрирующей насадкой

собой вибрирующий цилиндр 5, находящийся внутри неподвижного кожуха 6. В цилиндр загружена насадка, расположенная на решетке 15. Герметичность создается посредством многокольцевого лабиринтового уплотнения 7 и торцовых рукавов 21. Опорой аппарата служит пропущенная через цилиндр труба, внутри которой вращается разбалансированный вал 8, соединенный с электродвигателем 11 через эластич-

ную муфту 10. На концах трубы установлены опоры-амортизаторы 9, внутри нее — подшипники качения 18. Питающее устройство выполнено в виде вращающейся на роликоопоре 13, приходящей в действие от привода 14, вертикальной трубы 12 с горизонтальным отводом, снабженным отверстиями 19 и люком 20. Отходящие газы проходят через решетку 15 и слой вибрирующей насадки снизу вверх и отводятся из аппарата через колпак 16 в газоход 17. Высушенный шлам (сухарь) проваливается через решетку 15 и поступает в печь по лотку 3. В дальнейшей работе над созданием виброконцентратора могут появиться новые решения аппаратурной схемы, отличающиеся от описанной выше.

Описанные новые способы получения цементного клинкера находятся в стадии исследований. Ведущее положение, занимаемое в настоящее время вращающимися печами, — лишь один из исторических этапов развития цементной промышленности. Нет никаких оснований предполагать, что они останутся «вечными», что последующее развитие науки не внесет коренные улучшающие изменения не только в конструкцию печей, но и в технологию производства.

ЧАСТЬ II
МЕТОДЫ РАСЧЕТА

Глава 6

ПРОЦЕССЫ КЛИНКЕРООБРАЗОВАНИЯ И ТЕПЛОВЫЕ ЭФФЕКТЫ

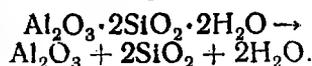
**§ 1. Химические реакции, температурный уровень
и технологические зоны**

Цементный клинкер обжигается из сырьевой смеси, компонентами которой являются известняк, мел, мергель, глина, глинистый сланец и другие природные известково-силикатные материалы. Для корректировки сырьевой смеси с целью получения требуемого состава к ней добавляют железную руду, колчеданные огарки, трепел, боксит и некоторые другие специальные примеси. В порядке кооперации производства и использования промышленных отходов при выработке цемента применяются в качестве сырья гранулированный доменный шлак, сланцевый кокс, нефелиновый шлам и т. п.

Процесс обжига складывается из периода распада первичных продуктов и периода новообразований. Схема протекания химических реакций, технологические зоны и соответствующий им температурный уровень показаны на рис. 60. Реакции распада являются эндотермическими (протекают с затратой внешнего тепла), реакции новообразований — экзотермическими (с выделением тепла). Участок печи со стороны загрузочного конца, на котором испаряется около 90% физической влаги, называют зоной испарения, или цепной зоной (здесь навешиваются цепи). Выходящий из этой зоны материал, нагретый до 90—100°, содержит 6—12% остаточной влаги. Она удаляется в следующей зоне, называемой зоной досушки, где температура материала возрастает до 200—250°. В данной зоне устанавливают металлические теплообменники.

При дальнейшем повышении температуры материала примерно до 500° выгорают органические примеси сырьевой сме-

си и протекает химическая реакция распада каолинита — основного минерала глинистого компонента — с удалением паров химически связанной воды, в связи с чем данная зона называется зоной **дегидратации**. Молекула каолинита распадается на составляющие ее части, в результате чего получаются аморфные глинозем и кремнезем:



Участок печи, на котором продолжается дальнейший нагрев материала в интервале температур 500—750°, называется зоной **подогрева**. Далее по ходу материала расположена зона **декарбонизации** (кальцинирования)*, где распадаются карбонатные сырьевые компоненты при повышении температуры материала примерно до 950°. Впрочем распад углекислого магния ($\text{MgCO}_3 \rightarrow \text{MgO} + \text{CO}_2$) начинается в зоне дегидратации, когда температура материала достигает 350—500°; с повышением температуры скорость реакции увеличивается и она заканчивается в конце зоны подогрева. Распад углекислого кальция ($\text{CaCO}_3 \rightarrow \text{CaO} + \text{CO}_2$) начинается при нагреве материала до температуры 700° и заканчивается при дальнейшем нагреве его до 900—1000°.

Затем процесс обжига из периода распада переходит в период новообразования. Первой зоной этого периода является так называемая **экзотермическая зона**. В ней температура материала повышается с 950 до 1350°. Этот скачок

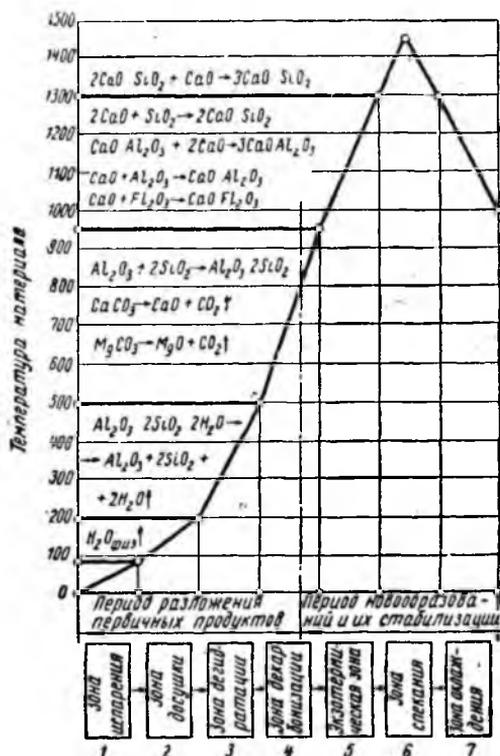


Рис. 60. Схема химических реакций, технологические зоны и температурный уровень во вращающейся печи

* На рис. 60 технологические зоны подогрева и декарбонизации объединены в одну зону — декарбонизации.

температуры наблюдается на сравнительно небольшом участке печи, где ускорение нагрева материала вызывается экзотермическими реакциями.

Первая экзотермическая реакция образования метакаолина из свободных аморфных окислов глинозема и кремнезема ($\text{Al}_2\text{O}_3 + 2\text{SiO}_2 \rightarrow \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2$) протекает при температуре нагрева материала до $950-1000^\circ$, т. е. параллельно с окончанием распада углекислого кальция. К первичным минералам, образующимся в этом интервале температур, относится однокальциевый феррит ($\text{CaO} \cdot \text{Fe}_2\text{O}_3$) и однокальциевый алюминат ($\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$), которые с повышением температуры насыщаются известью и образуют соответственно четырехкальциевый алюмоферрит, иначе «браунмиллерит» ($4\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot \text{Fe}_2\text{O}_3$) и трехкальциевый алюминат ($3\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$). Весь кремнезем в экзотермической зоне при взаимодействии с известью связывается с нею и она образует двухкальциевый силикат ($2\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$), называемый белитом.

Экзотермическая зона граничит с зоной спекания — самой высокотемпературной зоной. На границе этих зон материал содержит в себе минералы, образовавшиеся в твердой фазе — четырехкальциевый алюмоферрит, трехкальциевый алюминат, двухкальциевый силикат, а также несвязанную с ними (свободную) окись кальция. В зоне спекания, где температура материала повышается с 1350 до $1400-1470^\circ$, происходит частичное плавление ранее образовавшихся минералов. При двухфазном состоянии материала образуется основной клинкерный минерал — трехкальциевый силикат ($3\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$), называемый алитом*. Насыщение известью двухкальцевого силиката с образованием трехкальцевого происходит в результате увеличения реакционной способности реагирующих веществ при плавлении. Трехкальциевый силикат, имеющий меньшую по сравнению с другими материалами растворимость, выкристаллизовывается из расплава, рост его кристаллов прекращается при температуре материала ниже 1300° .

Таким образом, температура нагрева материала на обеих границах зоны спекания (на выходе и входе) примерно одинакова и равна около 1350° . Своего максимума она достигает в середине зоны спекания ($1400-1470^\circ$).

Со стороны разгрузочного конца печи зона спекания граничит с зоной охлаждения, где температура клинкера перед его выгрузкой из печи снижается до $1100-1300^\circ$. Затем процесс охлаждения заканчивается в холодильнике, на выходе из которого температура клинкера, в зависимости от аппаратурного оформления процесса, колеблется в пределах $50-300^\circ$.

* В дальнейшем окислы CaO , SiO_2 , Al_2O_3 , Fe_2O_3 входящие в клинкерные минералы, будут сокращенно обозначаться соответственно С, S, А, F.

Перечисленные выше технологические зоны не имеют строго выраженных и стабильных границ между собой. Обычно зоны на границах накладываются одна на другую, т. е. окончанию одного процесса сопутствует начавшийся последующий процесс. Поэтому на отдельных участках печи предшествующий и последующий процессы протекают одновременно.

§ 2. Тепловые эффекты и теоретический расход тепла

Суммирующий тепловой эффект клинкерообразования не зависит ни от способа превращения сырья в готовый продукт, ни от конструкции печи. Он изменяется в сравнительно небольших пределах, в зависимости от весовых соотношений первичных продуктов и их теплофизических свойств. Величины частных тепловых эффектов, связанных с эндотермическими реакциями распада и экзотермическими реакциями новообразований, приведены в табл. 28 (данные Г. Гиги, [Л. 1]).

Таблица 28

Тепловые эффекты клинкерообразования
(по данным Г. Гиги)

Химические реакции		Температура реакций, град	Тепловые* эффекты, ккал/кг (-по- глощение теп- ла, + выделе- ние тепла)
первичные продукты	конечные вещества		
Эндотермические реакции			
$\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$	$\text{Al}_2\text{O}_3 + 2\text{SiO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$	450	-223
MgCO_3	$\text{MgO} + \text{CO}_2$	400-900	-195
CaCO_3	$\text{CaO} + \text{CO}_2$	907	-396
Экзотермические реакции			
$\text{Al}_2\text{O}_3 + 2\text{SiO}_2$	$\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2$	960	+72
$3\text{CaO} + \text{SiO}_2$	$3\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$	1300	+111
$2\text{CaO} + \text{SiO}_2$	$2\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$	1300	+148
$3\text{CaO} + \text{Al}_2\text{O}_3$	$3\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$	1300	+83
$4\text{CaO} + \text{Al}_2\text{O}_3 + \text{Fe}_2\text{O}_3$	$4\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot \text{Fe}_2\text{O}_3$	1300	+26

Количество тепла, которое необходимо затратить для получения из сухого сырья 1 кг клинкера без материальных и тепловых потерь, называется **теоретическим расходом тепла**. При обжиге клинкера из естественного сырья теоретический

* Тепловые эффекты отнесены для эндотермических реакций к весу первичного продукта, для экзотермических реакций — к весу конечного вещества.

расход тепла обычно составляет 400—420 ккал/кг клинкера. В случае применения в качестве сырьевого компонента доменного шлака, теоретический расход тепла снижается до $q^T \geq 230$ ккал/кг клинкера. Расчет сводится к определению частных тепловых эффектов химических превращений и теплоты физического процесса нагревания материала. Разность положительных и отрицательных эффектов есть теоретический расход тепла [Л. 2], иначе тепловой эффект клинкерообразования.

Теоретический удельный расход сухого сырья G_c^T определяется из соотношения:

$$G_c^T = \frac{100 - aG_T \cdot A^P}{100 - \text{ППП}^c}, \text{ кг/кг клинкера,} \quad (1)$$

где a — весовое количество топливной золы (в долях единицы), осаждающееся в печи и входящее в состав клинкера; при отсутствии более точных данных может приниматься равным $0,8 \div 1,0$ для вращающихся печей с относительной длиной $l \geq 30$; для печей с $l \leq 30$ $a = 0,5 \div 1,0$;

A^P — весовое содержание золы в форсуночном топливе в пересчете на рабочую массу, %*;

ППП^c — потери при прокаливании сырьевой смеси, %;

G_T — удельный расход форсуночного топлива, кг/кг клинкера

$$G_T = \frac{q}{Q_n^p}, \text{ кг/кг клинкера,} \quad (2)$$

где q — предварительно принятый на основе опытных данных удельный расход тепла, ккал/кг клинкера;

Q_n^p — низшая теплотворная способность форсуночного топлива, ккал/кг (см. приложения, табл. 1 и 2).

Теплотворная способность твердого и жидкого топлива по его элементарному составу определяется по формуле Д. И. Менделеева:

$$Q_n^p = 81C^p + 300H^p - 26(O^p - S_n^p) - 6(9H^p - W^p) \text{ ккал/кг топлива.} \quad (3)$$

Элементарный состав рабочей массы топлива (в весовых процентах) выражается суммой:

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S_{op}^p + S_k^p + A^p + W^p = 100\%,$$

где S_{op}^p и S_k^p — соответственно содержание органической и колчеданной серы, сумма которых равна содержанию горю-

* В случае применения жидкого или газообразного топлива $A^p = 0$.

чей серы: $S_2^p = S_{op}^p + S_k^p$. В формуле (3) летучая сера S_2^p — часть общей серы, переходящая при сгорании топлива в сернистый газ SO_2 и сернистый ангидрид SO_3 . Обычно принимается

$$S_2^p = S_2^p = S_{op}^p + S_k^p.$$

Теплотворная способность газообразного топлива определяется по формуле [Л. 4]:

$$Q_H^p = 30,18CO + 25,80H_2 + 85,55CH_4 + 141,07C_2H_4 + 55,30H_2S + 152,26C_2H_6 + 205,41C_3H_6 \text{ ккал/нм}^3 \text{ топлива, (4)}$$

где CO , H_2 , CH_4 и т. д. — содержание (в объемных процентах) соответствующих газов в топливе. Входящие в состав горючих газов непредельные углеводороды C_mH_n обычно выражают через этилен, и тепловой эффект сжигания их подсчитывают по Q_H^p этилена.

При определении тепловых затрат на химические превращения веществ принимается, что окись кальция CaO находится в сырьевой смеси в составе карбоната кальция $CaCO_3$, окись магния MgO — в составе $MgCO_3$, окись алюминия Al_2O_3 — в составе каолинита $Al_2O_3 \cdot 2SiO_2 \cdot 2H_2O$, железный компонент — в виде окиси железа и, наконец, избыточная (не входящая в состав каолинита) окись кремния — в несвязанном виде. При таких допущениях удельный расход сырьевых компонентов определяется из соотношения:

$$\text{карбоната кальция } G_{CaCO_3}^c = \frac{G_c^T \cdot CaO^c}{CaO^T}, \text{ кг/кг клинкера}$$

$$\text{карбоната магния } G_{MgCO_3}^c = \frac{G_c^T \cdot MgO^c}{MgO^T}, \text{ кг/кг клинкера}$$

$$\text{каолинита } G_{Al_2O_3}^c = \frac{G_c^T \cdot Al_2O_3^c}{Al_2O_3^T}, \text{ кг/кг клинкера}$$

$$\text{окиси железа } G_{Fe_2O_3}^c = \frac{G_c^T \cdot Fe_2O_3^c}{100}, \text{ кг/кг клинкера}$$

$$\text{окиси кремния } G_{SiO_2}^c = \frac{G_c^T \cdot SiO_2^c}{100} - \frac{G_{Al_2O_3}^c \cdot 120}{258}, \text{ кг/кг клинкера}$$

где CaO^c , MgO^c , $Al_2O_3^c$, $Fe_2O_3^c$, SiO_2^c — содержание окислов в сырьевой смеси в процентах. CaO^T , MgO^T , $Al_2O_3^T$ — теоретическое содержание окислов в углекислом кальции, углекислом магнии и каолините, равное соответственно 56, 48 и 39,3 процентам по весу.

Константы 120 и 258 — молекулярные веса — соответственно 2SiO_2 и $\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$.

Определению теоретического расхода тепла предшествует технологический расчет сырьевой смеси [Л. 5], [Л. 6] и [Л. 7], после чего теоретический тепловой баланс составляется по следующей схеме:

Расход тепла

1. Расход тепла на нагревание сухой сырьевой смеси до 500° :

$$G_{\text{CaCO}_3}^c \cdot c_{\text{CaCO}_3} \cdot 500 \text{ ккал/кг клинкера};$$

$$G_{\text{MgCO}_3}^c \cdot c_{\text{MgCO}_3} \cdot 500 \quad " \quad ;$$

$$G_{\text{AS}_2\text{H}_2}^c \cdot c_{\text{AS}_2\text{H}_2} \cdot 500 \quad " \quad ;$$

$$G_{\text{Fe}_2\text{O}_3}^c \cdot c_{\text{Fe}_2\text{O}_3} \cdot 500 \quad " \quad ;$$

$$G_{\text{SiO}_2}^c \cdot c_{\text{SiO}_2} \cdot 500 \quad " \quad ;$$

всего расход тепла q_1^p , ккал/кг клинкера, где c_{CaCO_3} , c_{MgCO_3} и т. д. — теплоемкость карбоната кальция и др. при соответствующей температуре, ккал/кг·град (см. приложение, табл. 3).

2. Расход тепла на обезвоживание (дегидратацию) каолинита при температуре $450-500^\circ$

$$q_2^p = G_{\text{AS}_2\text{H}_2}^c \cdot 223, \text{ ккал/кг клинкера},$$

где 223 — тепловой эффект дегидратации каолинита, ккал/кг каолинита.

Количество метакАОлина

$$G_{\text{AS}_2} = \frac{G_{\text{AS}_2\text{H}_2} \cdot 222}{258}, \text{ кг/кг клинкера}.$$

Количество паров гидратной воды, выделившейся из каолинита,

$$V_w^z = \frac{G_{\text{AS}_2\text{H}_2}^c - G_{\text{AS}_2}}{\gamma_{\text{в.п.}}}, \text{ н.м}^3/\text{кг клинкера},$$

где 222 — молекулярный вес метакАОлина;

$\gamma_{\text{в.п.}}$ — удельный вес водяных паров, равный $0,804 \text{ кг/н.м}^3$ вод. пара.

3. Расход тепла на нагревание дегидратированной сырьевой смеси от 500 до 850° :

$$G_{\text{CaCO}_3}^c \cdot (c_{\text{CaCO}_3} \cdot 950 - c_{\text{CaCO}_3} \cdot 500) \text{ ккал/кг клинкера}$$

$$G_{\text{MgCO}_3}^c \cdot (c_{\text{MgCO}_3} \cdot 950 - c_{\text{MgCO}_3} \cdot 500) \quad " \quad "$$

$$G_{AS_2}^c \cdot (c'_{AS_2} \cdot 950 - c_{AS_2} \cdot 500) \quad \text{ккал/кг клинкера}$$

$$G_{Fe_2O_3}^c \cdot (c'_{Fe_2O_3} \cdot 950 - c_{Fe_2O_3} \cdot 500) \quad "$$

$$G_{SiO_2}^c \cdot (c'_{SiO_2} \cdot 950 - c_{SiO_2} \cdot 500) \quad "$$

Всего расход тепла q_3^p ккал/кг клинкера.

4. Расход тепла на декарбонизацию $MgCO_3$:

$$q_4^p = G_{MgCO_3}^c \cdot 195, \text{ ккал/кг клинкера.}$$

Оставшееся количество окиси магния

$$G_{MgO}^c = \frac{G_{MgCO_3}^c \cdot 40,32}{84,32}, \text{ кг/кг клинкера,}$$

где 195 — тепловой эффект разложения $MgCO_3$, ккал/кг; 40,32 и 84,32 — молекулярные веса соответственно MgO и $MgCO_3$.

5. Расход тепла на декарбонизацию $CaCO_3$:

$$q_5^p = G_{CaCO_3}^c \cdot 396, \text{ ккал/кг клинкера.}$$

Оставшееся количество окиси кальция:

$$G_{CaO}^c = \frac{G_{CaCO_3}^c \cdot 56}{100}, \text{ ккал/кг клинкера,}$$

где 56 и 100 — молекулярные веса соответственно CaO и $CaCO_3$.

6. Расход тепла на нагревание прокаленной сырьевой смеси от 950° до 1350° С:

$$G_{CaO}^c \cdot (c''_{CaO} \cdot 1350 - c'_{CaO} \cdot 950) \text{ ккал/кг клинкера}$$

$$G_{MgO}^c \cdot (c''_{MgO} \cdot 1350 - c'_{MgO} \cdot 950) \quad "$$

$$G_{AS_2}^c \cdot (c''_{AS_2} \cdot 1350 - c'_{AS_2} \cdot 950) \quad "$$

$$G_{Fe_2O_3}^c \cdot (c''_{Fe_2O_3} \cdot 1350 - c'_{Fe_2O_3} \cdot 950) \quad "$$

$$G_{SiO_2}^c \cdot (c''_{SiO_2} \cdot 1350 - c'_{SiO_2} \cdot 950) \quad "$$

Всего расход тепла q_6^p , ккал/кг клинкера.

7. Расход тепла на нагревание материала от 1350 до 1450° :

$$G_{CaO}^c \cdot (c''_{CaO} \cdot 1450 - c''_{CaO} \cdot 1350) \text{ ккал/кг клинкера}$$

$$G_{MgO}^c \cdot (c''_{MgO} \cdot 1450 - c''_{MgO} \cdot 1350) \quad "$$

$$G_{AS_2}^c \cdot (c''_{AS_2} \cdot 1450 - c''_{AS_2} \cdot 1350) \quad "$$

$$G_{Fe_2O_3}^c \cdot (c''_{Fe_2O_3} \cdot 1450 - c''_{Fe_2O_3} \cdot 1350) \quad "$$

$$G_{SiO_2}^c \cdot (c''_{SiO_2} \cdot 1450 - c''_{SiO_2} \cdot 1350) \quad "$$

Всего расход тепла q_7^p , ккал/кг клинкера.

8. Эндотермический эффект образования жидкой фазы при 1450° определяется по разности между величинами теплосодержания клинкера и трехкальциевого силиката при 1450° [Л. 3]

$$q_8^p = 1 \cdot c_{кл} \cdot 1450 - 1c_{C_3S} \cdot 1450, \text{ ккал/кг клинкера.}$$

Итого сумма расхода теплового эффекта клинкерообразования:

$$q_{расх} = q_1^p + q_2^p + q_3^p + q_4^p + q_5^p + q_6^p + q_7^p + q_8^p, \text{ ккал/кг клинкера.} \quad (5)$$

Приход тепла

1. Приход тепла в результате экзотермического эффекта образования клинкерных минералов C_3S , C_2S , C_3A и C_4AF :

$$q_1^n = \frac{1}{100} (C_3S \cdot 111 + C_2S \cdot 148 + C_3A \cdot 83 + C_4AF \cdot 26), \text{ ккал/кг клинкера,}$$

где — 111, 148, 83 и 26 — экзотермический эффект при образовании соответственно C_3S , C_2S , C_3A и C_4AF , ккал/кг минерала.

Минералогический состав клинкера определяется из соотношений:

$$C_3S = 3,8 SiO_2^* (3KH - 2), \%,$$

$$C_2S = 8,6 SiO_2^* (3 - 3KH), \%,$$

$$C_3A = 2,65 (Al_2O_3^* - 0,64 Fe_2O_3^*), \%,$$

$$C_4AF = 3,04 \cdot Fe_2O_3^*, \%.$$

Если значение глиноземистого модуля $p \leq 0,64$, то содержание C_4AF , C_2F и C_3A рассчитывается по формулам:

$$C_4AF = 4,77 Al_2O_3^*, \%,$$

$$C_2F = 1,7 (Fe_2O_3^* - 1,57 Al_2O_3^*), \%,$$

$$C_3A = 0.$$

Здесь CaO^* , SiO_2^* и т. д. — содержание окислов в клинкере, в весовых процентах;
 KH — коэффициент насыщения клинкера в долях единицы, равный

$$\text{при } p \geq 0,64 KH = \frac{CaO^* - (1,65 \cdot Al_2O_3^* + 0,35 \cdot Fe_2O_3^*)}{2,8 \cdot SiO_2^*};$$

$$\text{при } p \leq 0,64 \text{ KH} = \frac{\text{CaO}^{\kappa} - (1,1\text{Al}_2\text{O}_3^{\kappa} + 0,7\text{Fe}_2\text{O}_3^{\kappa})}{2,8 \cdot \text{SiO}_2^{\kappa}}$$

2. Приход тепла при образовании метаксаолина при температуре 950°

$$q_2^n = G_{\text{AS}_1}^c \cdot 72, \text{ ккал/кг клинкера,}$$

где 72 — экзотермический эффект образования, ккал/кг метаксаолина.

3. Возврат тепла в результате охлаждения клинкера от 1450 до 0°

$$q_3^n = 1 \cdot c_{\kappa\lambda} (1450 - 0), \text{ ккал/кг клинкера,}$$

где $c_{\kappa\lambda}$ — теплоемкость клинкера, ккал/кг град.

4. Возврат тепла в результате охлаждения технологического углекислого газа от 950 до 0° :

$$q_4^n = G_{\text{CO}_2}^c (950 - 0) c_{\text{CO}_2}, \text{ ккал/кг клинкера,}$$

$$G_{\text{CO}_2}^c = (G_{\text{CaCO}_3}^c - G_{\text{CaO}}^c) + (G_{\text{MgCO}_3}^c - G_{\text{MgO}}^c), \text{ кг/кг клинкера,}$$

где $G_{\text{CO}_2}^c$ — выход углекислоты после разложения CaCO_3 и MgCO_3 , кг/кг клинкера;

c_{CO_2} — весовая теплоемкость CO_2 , ккал/кг CO_2 .

5. Возврат тепла в результате охлаждения технологического водяного пара от 450 до 100° :

$$q_5^n = G_{\text{H}_2\text{O}}^i (450 - 100) \cdot c_{\text{в.п.}}, \text{ ккал/кг клинкера,}$$

$$G_{\text{H}_2\text{O}}^i = G_{\text{AS}_2\text{H}}^c - G_{\text{AS}_2}^c, \text{ кг/кг клинкера.}$$

6. Возврат тепла от конденсации технологического водяного пара при 100° :

$$q_6^n = G_{\text{H}_2\text{O}}^z \cdot 539, \text{ ккал/кг клинкера.}$$

7. Возврат тепла от охлаждения конденсата от 100 до 0° :

$$q_7^n = G_{\text{H}_2\text{O}}^z (100 - 0), \text{ ккал/кг клинкера.}$$

Итого сумма приходных статей:

$$q_{\text{прих}} = q_1^n + q_2^n + q_3^n + q_4^n + q_5^n + q_6^n + q_7^n + q_8^n, \text{ ккал/кг клинкера.} \quad (6)$$

Теоретический расход тепла q^T определяется из разности

$$q^T = q_{\text{расх}} - q_{\text{прих}}, \text{ ккал/кг клинкера.} \quad (7)$$

Глава 7
МАТЕРИАЛЬНЫЙ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНСЫ
ЦЕМЕНТНООБЖИГАТЕЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ

§ 1. Целевое назначение

Эффективность использования топлива во вращающейся и шахтной печи определяется в основном тремя факторами: полнотой горения топлива, глубиной охлаждения топочных и технологических газов и количеством потерь тепла корпусом печи в окружающую среду. На основании теплового баланса распределяется тепло, вносимое в печь, на полезно используемые и тепловые потери. Его выражают в единицах тепла, отнесенных к единице продукции (*ккал/кг клинкера*). Составлению теплового баланса предшествует расчет в весовых количествах всех химических и физических превращений веществ, соотношение которых представляет собой материальный баланс процесса.

По тепловому балансу печи из поэлементных затрат тепла находится тепловой коэффициент полезного действия печной установки.

§ 2. Расходные статьи материального баланса

1. Расход топлива x^T (*кг/кг клинкера* или *нм³/кг клинкера*) при составлении материального баланса является величиной неизвестной. Он определяется при решении уравнения теплового баланса.

2. Расход сырья с учетом безвозвратного уноса:

а) расход сухого сырья с учетом безвозвратного уноса:

$$G_c = \frac{G_c^T \cdot 100}{100 - a_{yn}}, \text{ кг/кг клинкера}; \quad (8)$$

б) расход влажной шихты (или шлама) с учетом безвозвратного уноса:

$$G_{cW} = \frac{G_c \cdot 100}{100 - W_c}, \text{ кг/кг клинкера}, \quad (9)$$

где a_{yn} — количество сырьевой пыли, процент от расхода сухого сырья, теряемой с отходящими газами;

W_c — влажность сырьевой смеси, %.

3. Теоретический расход сухого воздуха:

а) для горения твердого или жидкого топлива:

$$V_0 = \frac{\frac{32}{12} \cdot C^p + \frac{16}{2} H^p + \frac{32}{32} (S^p - O^p)}{1,429 \cdot 0,21 \cdot 100}, \text{ нм}^3/\text{кг топлива}, \quad (10)$$

где 1,429 — удельный вес кислорода, *кг/нм³*;

б) для горения газообразного топлива:

$$V_0 = \frac{1}{21} \left[2\text{CH}_4 + 0,5\text{H}_2 + 0,5\text{CO} + \left(m + \frac{n}{4} \right) \text{C}_m\text{H}_n + 1,5\text{H}_2\text{S} - \text{O}_2 \right], \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \text{ горючего газа. (11)}$$

4. Действительный расход сухого воздуха:

$$V_g = V_0 \cdot \alpha, \text{ нм}^3/\text{кг топлива}, \quad (12)$$

$$G_g = V_g \cdot \gamma_g, \text{ кг/кг топлива}, \quad (13)$$

$$G'_g = V_g \cdot \gamma_g \cdot x^T, \text{ кг/кг клинкера}. \quad (14)$$

Здесь C^p , H^p , S^p , O^p — элементарный состав твердого или жидкого топлива, %;

CH_4 , H_2 , CO и т. д. — состав газообразного топлива, %;

α — коэффициент избытка воздуха в зоне горения ($\alpha = 1,05 \div 1,15$);

γ_g — удельный вес воздуха, равный 1,293 кг/нм³.

5. Расход влаги воздуха:

$$G_w^a = G_g \cdot x^T \frac{d}{1000}, \text{ кг/кг клинкера} \quad (15)$$

или

$$V_w^a = \frac{G_w^a}{\gamma_{a.n.}}, \text{ нм}^3/\text{кг клинкера},$$

где d — влагосодержание воздуха, г/кг (принимается по справочнику).

При работе печи по замкнутому циклу с углеприготовительной установкой в нее вносятся сильно разбавленные воздухом топочные газы углесушильной установки вместе с водяными парами физической влаги топлива, которые учитываются в материальном балансе печи:

$$G_w^v = x^T \left(\frac{W_1 - W_2}{100 - W_1} \right), \text{ кг/кг клинкера} \quad (16)$$

или

$$V_w^v = \frac{G_w^v}{\gamma_{a.n.}}, \text{ нм}^3/\text{кг клинкера},$$

здесь W_1 и W_2 — влажность топлива до и после сушки, %.

§ 3. Приходные статьи материального баланса

1. Выход клинкера — 1,0 кг.

2. Выход углекислого газа (CO_2) из сырьевой смеси:

$$G_{\text{CO}_2}^c = \frac{\text{CO}_2^c}{100} [G_c^T + (G_c - G_c^T) \beta], \text{ кг/кг клинкера}, \quad (17)$$

где CO_2 — содержание химически связанного углекислого газа в сырьевой смеси, процент от веса сухого сырья;

$$\text{CO}_2^c = \frac{M_{\text{CO}_2} \cdot \text{CaO}^c}{M_{\text{CaO}}} + \frac{M_{\text{CO}_2} \cdot \text{MgO}^c}{M_{\text{MgO}}}, \quad \% \quad (18)$$

M_{CO_2} , M_{CaO} , M_{MgO} — молекулярные веса соответственно дву-
окси углерода, окиси кальция и окиси
магния;

β — степень полноты декарбонизации безвоз-
вратного уноса (принимается в расчете
в пределах 0,3—0,6 долей единицы)

или

$$V_{\text{CO}_2}^c = \frac{G_{\text{CO}_2}^c}{\gamma_{\text{CO}_2}}, \quad \text{нм}^3/\text{кг клинкера}. \quad (19)$$

3. Выход влаги из сырьевой смеси:

а) физической влаги:

$$G_W^p = G_{cW} - G_c, \quad \text{кг/кг клинкера} \quad (20)$$

или

$$V_W^p = \frac{G_W^p}{\gamma_{в.п.}} \quad \text{нм}^3/\text{кг клинкера};$$

б) химической (гидратной) влаги:

$$G_W^r = G_c \left(\frac{M_{2\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3^c}{M_{\text{Al}_2\text{O}_3} \cdot 100} \right) = 0,0035 G_c \cdot \text{Al}_2\text{O}_3^c \quad \text{кг/кг клинкера} \quad (21)$$

или

$$V_W^r = G_W^r : \gamma_{в.п.}, \quad \text{нм}^3/\text{кг клинкера},$$

где $M_{2\text{H}_2\text{O}}$ и $M_{\text{Al}_2\text{O}_3}$ — молекулярные веса соответственно двух
молекул воды и окиси алюминия.

4. Количество уносимой и теряемой с газами, пыли из
сырьевой смеси:

$$G_{yn}^c = (G_c - G_c^T) (1 - \text{ППП}^c \beta \cdot 10^{-2}) \quad \text{кг/кг клинкера}. \quad (22)$$

5. Выход отходящих газов: *

а) выход топочных газов при сгорании твердого и жид-
кого топлива:

$$V_{\text{CO}_2}^T = 0,0187 C^p, \quad \text{нм}^3/\text{кг топлива}$$

* Удельные веса газов даны в приложении, табл. 4.

$$G_{\text{CO}_2}^T = V_{\text{CO}_2}^T \cdot \gamma_{\text{CO}_2}, \text{ кг/кг топлива}$$

$$V_{\text{SO}_2}^T = 0,0070S^p, \text{ нм}^3/\text{кг топлива}$$

$$G_{\text{SO}_2}^T = V_{\text{SO}_2}^T \cdot \gamma_{\text{SO}_2}, \text{ кг/кг топлива}$$

$$V_{\text{N}_2}^T = 0,79V_0 + 0,08N^p, \text{ нм}^3/\text{кг топлива}$$

$$G_{\text{N}_2}^T = V_{\text{N}_2}^T \cdot \gamma_{\text{N}_2}, \text{ кг/кг топлива}$$

$$V_{\text{O}_2}^T = 0,21(\alpha - 1)V_0, \text{ нм}^3/\text{кг топлива}$$

$$G_{\text{O}_2}^T = V_{\text{O}_2}^T \cdot \gamma_{\text{O}_2}, \text{ кг/кг топлива}$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^T = 0,112H^p + 0,0124W_2, \text{ нм}^3/\text{кг топлива}$$

$$G_{\text{H}_2\text{O}}^T = V_{\text{H}_2\text{O}}^T \cdot \gamma_{\text{в.п.}}, \text{ кг/кг топлива,}$$

б) выход топочных газов при сгорании газообразного топлива:

$$V_{\text{CO}_2}^T = 0,01[\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4 + m(\text{C}_m\text{H}_n)], \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \text{ газа,}$$

$$V_{\text{N}_2}^T = 0,79V_0 + 0,01N_2, \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \text{ газа,}$$

$$V_{\text{O}_2}^T = 0,21(\alpha - 1)V_0, \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \text{ газа,}$$

$$V_{\text{SO}_2}^T = 0,01\text{H}_2\text{S}, \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \text{ газа,}$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^T = 0,01(\text{H}_2 + 2\text{CH}_4 + \frac{n}{2}\text{C}_m\text{H}_n + \text{H}_2\text{S} + \text{H}_2\text{O}), \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \text{ газа.}$$

Общий выход топочных газов:

$$V_{\text{о.з.}}^T = V_{\text{CO}_2}^T + V_{\text{SO}_2}^T + V_{\text{N}_2}^T + V_{\text{O}_2}^T + V_{\text{H}_2\text{O}}^T, \text{ нм}^3/\text{кг топлива} \quad (23)$$

или

$$G_{\text{о.з.}}^T = G_{\text{CO}_2}^T + G_{\text{SO}_2}^T + G_{\text{N}_2}^T + G_{\text{O}_2}^T + G_{\text{H}_2\text{O}}^T, \text{ кг/кг топлива.}$$

Общий выход отходящих газов из топлива и сырья:

$$V_{\text{о.з.}} = V_{\text{о.з.}}^T \cdot x^T + V_{\text{CO}_2}^c + V_{\text{W}}^{\phi} + V_{\text{W}}^2 + \\ + V_{\text{W}}^{\text{в}} + V_{\text{W}}^{\text{в}}, \text{ нм}^3/\text{кг клинкера}, \quad (24)$$

где объемы технологического углекислого газа и водяных паров определяются по формулам, приведенным в § 2.

б. Количество уносимой и теряемой с газами золы топлива:

$$G_{\text{ун}}^3 = \frac{(1 - a)x^T \cdot A^p}{100}, \text{ кг/кг клинкера.} \quad (25)$$

В итоге безвозвратные материальные потери твердого продукта с отходящими газами в виде сырьевой пыли и золы топлива определяются суммой:

$$G_{\text{ун}} = G_{\text{ун}}^c + G_{\text{ун}}^3, \text{ кг/кг клинкера.} \quad (26)$$

§ 4. Приходные статьи теплового баланса

1. Приход тепла в результате горения топлива

$$q = x^T \cdot Q_n^p, \text{ ккал/кг клинкера.} \quad (27)$$

2. Приход тепла с топливом

$$Q_\phi^T = x^T \cdot c_T \cdot t_T, \text{ ккал/кг клинкера.} \quad (28)$$

3. Приход тепла с сырьем

$$Q_c^i = (G_c \cdot c_c + G_W^{\phi}) t'_c, \text{ ккал/кг клинкера.} \quad (29)$$

4. Приход тепла с воздухом:

- а) с первичным воздухом:

$$Q_a^i = x^T \cdot V_a \cdot K \cdot c_a \cdot t'_a \text{ ккал/кг клинкера.} \quad (30)$$

При работе печи по замкнутому циклу с углеприготовительной установкой теплосодержание первичного воздуха увеличивается за счет водяных паров, выделившихся при сушке угля. Тогда дополнительный приход тепла с водяными парами, поступающими из угольной мельницы, определяется по формуле:

$$Q_W^y = V_W^y \cdot c_{a.n.} \cdot t'_a, \text{ ккал/кг клинкера;} \quad (31)$$

- б) со вторичным воздухом:

$$Q_a^y = x^T \cdot V_a (1 - K) t'_a \cdot c_a, \text{ ккал/кг клинкера.} \quad (32)$$

Обозначения в формулах 27—32 * :

$c_T, c_c, c_a, c_{a.n.}$ — теплоемкости соответственно топлива, сырьевой смеси, воздуха и водяных паров, *ккал/кг·град*;

t_T, t_c, t'_a, t_a — температура топлива, сырьевой шихты, первичного и вторичного (окружающего) воздуха, *град*;

K — количество первичного воздуха в долях единицы, отнесенное к общему расходу; соотношение первичного и вторичного воздуха зависит от вида топлива и способа сжигания и находится в следующих пределах:

* Физические параметры топлива, воздуха, сырьевых материалов и водяных паров даны в приложении, табл. 4, 5 и 6.

Вид топлива	Доля первичного воздуха — K	Доля вторичного воздуха — $(1 - K)$
Пылевидное топливо .	0,20÷0,30	0,70÷0,80
Жидкое топливо . . .	0,10÷0,25	0,75÷0,90
Газообразное топливо .	0,00÷0,25	0,75÷1,00

§ 5. Расходные статьи теплового баланса

1. Теоретический расход тепла (см. гл. 6, § 2) q^T ккал/кг клинкера.

2. Расход тепла на испарение влаги из сырьевой шихты:

$$Q_W^e = G_W^{\phi} \cdot 597, \text{ ккал/кг клинкера}, \quad (33)$$

где 597 — теплота парообразования при 0° , ккал/кг влаги.

3. Потери тепла с отходящими газами:

$$Q_{o.g.} [(V_{CO_2}^T \cdot c_{CO_2} + V_{SO_2}^T \cdot c_{SO_2} + V_{O_2}^T \cdot c_{O_2} + V_{N_2}^T \cdot c_{N_2} + V_{H_2O}^T \cdot c_{в.п.} + V_W^a \cdot c_{в.п.} + V_W^y \cdot c_{в.п.}) x^T + V_{CO_2}^e \cdot c_{CO_2} + V_W^{\phi} \cdot c_{в.п.} + V_W^z \cdot c_{в.п.}] t_{o.g.}, \text{ ккал/кг клинкера}, \quad (34)$$

где c_{CO_2} , c_{SO_2} , c_{O_2} , c_{N_2} , $c_{в.п.}$ — теплоемкость газов, ккал/нм³·град;

$V_{CO_2}^T$, $V_{SO_2}^T$ и т. д. — выход отходящих газов из топлива и сырья, нм³/кг клинкера;

$t_{o.g.}$ — температура отходящих газов на выходе из печной установки, град.

4. Потери тепла с клинкером, выходящим из холодильника

$$Q_{кл} = c_{кл} \cdot t_{кл}, \text{ ккал/кг клинкера}, \quad (35)$$

где $c_{кл}$ — теплоемкость клинкера, ккал/кг·град;

$t_{кл}$ — температура клинкера на выходе из холодильника, град.

5. Потери тепла с избыточным воздухом, отбираемым или выбрасываемым в атмосферу из холодильника:

$$Q_{в}^{изб} = V_{в}^{изб} \cdot c_{в} (t_{в}^{изб} - t_{в}), \text{ ккал/кг клинкера}, \quad (36)$$

где $V_{в}^{изб}$ — избыточное количество воздуха, нм³/кг клинкера;

$t_{в}^{изб}$ — конечная температура избыточного воздуха, град.

Количество избыточного воздуха $V_{в}^{изб}$ и его температура $t_{в}^{изб}$ определяются расчетом необходимых соотношений воз-

духа и клинкера по заданным конечным температурам. Количество тепла, унесенного с избыточным воздухом, приближенно равно количеству тепла, потерянного клинкером в холодной (последней) секции холодильника:

$$Q_{\text{в}}^{\text{изб}} \approx c_{\text{кл}} (t'_{\text{кл}} - t_{\text{кл}}), \text{ ккал/кг клинкера};$$

здесь $t'_{\text{кл}}$ — температура клинкера, поступающего в холодную секцию холодильника ($t'_{\text{кл}} \approx 300-400^\circ$).

6. Потери тепла с пылью, выбрасываемой в атмосферу:

$$Q_{\text{ун}} = G_{\text{ун}} \cdot c_{\text{ун}} \cdot t_{\text{о.г.}}, \text{ ккал/кг клинкера}, \quad (37)$$

7. Потери тепла, вызванные остыванием уловленной и возвращаемой в печь пыли на участке «печь — пылеуловитель — печь»:

$$Q'_{\text{ун}} = K_{\text{ун}} \cdot G_c \cdot c_{\text{ун}} (t_{\text{о.г.}} - t'_c), \text{ ккал/кг клинкера}, \quad (38)$$

где $c_{\text{ун}}$ — теплоемкость пыли, выносимой из печи, ккал/кг град;

t'_c — температура уловленной пыли в момент возврата ее в печь, град;

$K_{\text{ун}}$ — доля уноса от расхода сырья G_c ; колеблется в пределах $(0,05 \div 0,2) G_c$.

8. Расход тепла на дегидратацию и декарбонизацию уноса:

$$Q_{\text{ун}}^{\text{дек}} = G_{\text{ун}}^c \left(\frac{\text{Al}_2\text{O}_3^c \cdot 223}{M_{\text{Al}_2\text{O}_3}} + \frac{\text{CaO}^c \cdot 396}{M_{\text{CaO}}} + \frac{\text{MgO}^c \cdot 195}{M_{\text{MgO}}} \right) =$$

$$= G_{\text{ун}}^c (5,68\text{Al}_2\text{O}_3^c + 7,08\text{CaO}^c + 4,06\text{MgO}^c) \text{ ккал/кг клинкера}, \quad (39)$$

9. Потери тепла корпусом печи в окружающую среду при мокром способе обжига изменяются в пределах $(0,15 \div 0,20) x^T$, при сухом способе — $(0,15 \div 0,30) x^T$, следовательно, для общего случая:

$$Q_{\text{о.с.}} = (0,15 \div 0,30) x^T, \text{ ккал/кг клинкера}. \quad (40)$$

Эта формула может быть использована лишь в приближенных расчетах. Более точное определение тепловых потерь в окружающую среду дают уравнения, основанные на физических законах:

а) для потерь излучением:

$$Q_{\text{о.с.}}^{\text{л}} = CF \left[\left(\frac{T_{\text{к}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{в}}}{100} \right)^4 \right], \text{ ккал/час}, \quad (41)$$

здесь C — степень черноты корпуса печи; для металлической стенки можно принимать:
 $C \approx 4 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час}^\circ \text{K}^4$;

F — излучающая поверхность, м^2 ;

T_k и T_a — абсолютные температуры излучающей поверхности корпуса печи и окружающего воздуха, °K;

б) для потерь тепла конвекцией:

$$Q_{o.c.} = \alpha_k \cdot F(t_k - t_a), \text{ ккал/час,} \quad (42)$$

где t_k и t_a — температуры корпуса печи и окружающего воздуха, град;

α_k — коэффициент теплоотдачи конвекцией, $\text{ккал/м}^2 \times \text{час} \cdot \text{град}$, зависящий от местных условий, расположения печи (в закрытом помещении или на открытом воздухе), направления и скорости движения воздуха и др.

Для случая расположения печей в закрытых помещениях Г. Гиги рекомендует использовать критериальное уравнение: $Nu = 0,13 \sqrt{Pr \cdot Gr}$. Тогда коэффициент теплоотдачи определяется по формуле:

$$\alpha_k = 0,13 \frac{\lambda}{D} \sqrt{Pr \cdot Gr}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град.} \quad (43)$$

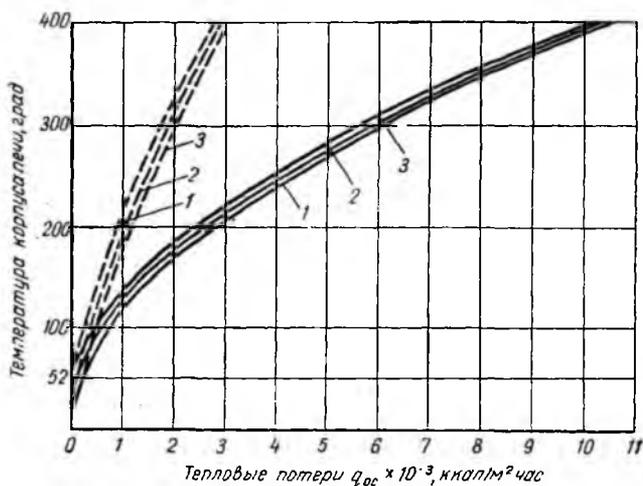


Рис. 61. Тепловые потери корпусом вращающейся печи, излучением и конвекцией (пунктирные линии — конвекция, сплошные линии — излучение):

1, 2 и 3 — для различных температур воздуха в помещении — соответственно 20, 35 и 50 град

При расположении печей на открытом воздухе рекомендуется на основе критериального уравнения $Nu = 0,00672 Re^{0,905}$ пользоваться другой расчетной формулой:

$$\alpha_k = 0,00672 \frac{\lambda}{D} Re^{0,905}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}, \quad (44)$$

где λ — коэффициент теплопроводности воздуха, $\text{ккал/м} \times \text{час} \cdot \text{град}$;

D — средний диаметр корпуса печи, м .

Очевидно, излучающая теплопередающая поверхность равна произведению длины окружности печи на средний диаметр: $F = \pi DL, \text{ м}^2$; а удельные потери тепла в окружающую среду, в зависимости от производительности печи G (кг клинкера/час), равны отношению: $Q_{o.c.} = (Q_{o.c.}^* + Q_{o.c.}^k) : G$, ккал/кг клинкера . Однако при составлении теплового баланса производительность обычно является заданным параметром. Поэтому для определения величин $Q_{o.c.}$ геометрические размеры печи по заданной производительности следует находить по эмпирическим зависимостям, которые приводятся в гл. 10, § 2.

Тепловые потери корпусом печи в окружающую среду, отнесенные к единице поверхности корпуса, для случая расположения печи в закрытом помещении представлены в виде кривых графика на рис. 61.

§ 6. Уравнения и структура теплового баланса

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma Q_{\text{прих}} &= \Sigma Q_{\text{расх}}, \text{ ккал/кг клинкера} \\ \Sigma Q_{\text{прих}} &= q + Q_{\text{ф}}^T + Q_c + Q'_s + \\ &+ Q_{\text{в}}^v + Q'_s, \text{ ккал/кг клинкера} \\ \Sigma Q_{\text{расх}} &= q^T + Q_c^c + Q_{o.g.} + Q_{\text{кл}} + Q_s^{изб} + Q_{\text{ун}} + \\ &+ Q'_{\text{ун}} + Q_{\text{ун}}^{\text{дек}} + Q_{o.c.}, \text{ ккал/кг клинкера.} \end{aligned} \right\} (45)$$

Удельное теплосодержание отходящих газов $Q_{o.g.}$ представляет, как известно, сумму теплосодержаний, находящихся в них топочных газов и паров $Q_{T.g.}$ и технологических газов и паров $Q_{2.c.}$;

$$Q_{o.g.} = Q_{T.g.} + Q_{2.c.}, \text{ ккал/кг клинкера.}$$

Таким образом, удельный весовой расход топлива (кг/кг клинкера) определяется на основе уравнения теплового баланса из отношения:

$$x^T = \frac{(q^T + Q_W^c + Q_{кл} + Q_{в}^{изб} + Q_{уи} + Q_{уи}' + Q_{уи}^{дек} + Q_{о.с.} + Q_{г.с.}) - Q_c}{\left\{ Q_n + c_T t_T + c_{в.п.} t'_в \left(\frac{W_1 - W_2}{100 - W_1} \right) + \right.} \\ \left. \rightarrow + V_в \cdot c_в [K \cdot t'_в + t_в (1 - K)] \right\} - V_{г.г.} \cdot c_г \cdot t_{о.г.}} \quad (46)$$

Откуда

$$q = x^T Q_n^p, \text{ ккал/кг клинкера.} \quad (47)$$

Результаты теплового расчета сводятся в таблицы, характеризующие структуру теплового баланса:

а) приходные статьи теплового баланса

Наименование	Обозначение	Приход тепла
		ккал/кг клинкера, %
Теплота сгорания топлива	q	
Теплосодержание топлива	Q_T^c	
Теплосодержание сырья	Q_c	
Теплосодержание первичного воздуха	$Q'_в$	
Теплосодержание вторичного воздуха	$Q''_в$	
Теплосодержание водяных паров из угольной мельницы	$Q_W^в$	
Итого приход тепла . . .		100,00

б) расходные статьи теплового баланса

Наименование	Обозначение	Расход тепла
		ккал/кг клинкера, %
Теоретический расход тепла	q	
Расход тепла на испарение влаги	Q_W^c	
Потеря тепла с отходящими газами	$Q_{о.г.}$	
Потери тепла с клинкером	$Q_{кл}^c$	
Потери тепла с избыточным воздухом	$Q_{в}^{изб}$	
Потери тепла с безвозвратным уносом	$Q_{уи}$	

Продолжение

Наименование	Обозначение	Расход тепла
		ккал/кг клинкера, %
Потери тепла с возвратным уносом	$Q'_{ун}$	
Расход тепла на декарбонизацию уноса	$Q_{ун}^{дек}$	
Потери тепла в окружающую среду	$Q_{о.с.}$	
Невязка баланса	ΔQ	
Итого расход тепла . . .		100,00

Результаты расчета весовых соотношений сводятся в следующие таблицы, характеризующие структуру материального баланса:

а) расходные статьи материального баланса:

Наименования	Обозначение	Расход продукта
		кг/кг клинкера, %
Расход топлива	x^1	
Расход влажной шихты	$G_{с.в.}$	
Практический расход сухого воздуха	G_s	
Расход влаги воздуха	G_W^s	
Водяные пары из угольной мельницы	G_W^v	
Итого расход		100,00

б) приходные статьи материального баланса

Наименования	Обозначения	Выход продуктов
		кг/кг клинкера, %
Выход клинкера	—	1,00
Выход углекислого газа и сырья	$G_{CO_2}^s$	
Выход физической влаги сырья	$G_W^ф$	
Выход гидратной влаги	$G_W^г$	

Наименования	Обозначения	Выход продуктов
		кг/кг клинкера, %
Выход уноса	$G_{ун}$	
Выход отходящих газов	$G_{о.г.}^T$	
Выход золы топлива	$G_{ун}^з$	
Невязка баланса	ΔG	

Величина невязки теплового и материального балансов при теплотехнических испытаниях вращающихся печей не должна превышать $\pm 2,0\%$, а при расчетах проектируемых печей $\pm 1,0\%$.

§ 7. Тепловой и технологический коэффициенты полезного действия

Важнейшей характеристикой теплового баланса является полезное тепло, т. е. количество тепла, без затраты которого невозможно осуществление технологического процесса. При оценке тепловой работы печи полезное тепло следует оценивать по сумме:

$$Q_{пол} = q^T + Q_w^c, \text{ ккал/кг клинкера.} \quad (48)$$

Анализ данных теплового баланса позволяет выявить два показателя:

а) тепловой коэффициент полезного действия представляет собой отношение полезного расхода тепла ко всему количеству тепла, внесенному в печь, и характеризует совершенство тепловой работы печи:

$$\eta_1 = \frac{(q^T + Q_w^c)100}{q + Q_{\phi}^T + Q_c + Q_s^y + Q_s^w + Q_s^z}, \quad \%; \quad (49)$$

б) технологический коэффициент полезного действия представляет собой отношение теоретически необходимого тепла клинкерообразования к расходу топлива (в тепловых единицах) и характеризует совершенство технологического процесса:

$$\eta_2 = \frac{q^T}{q} \cdot 100\%. \quad (50)$$

Приведенные показатели имеют между собой количественную связь:

$$\eta_1 = \eta_2 \frac{(1 + Q_w^c)}{\left(1 + \frac{Q_{\phi}^T + Q_c + Q_s^y + Q_s^w + Q_s^z}{q}\right)}$$

ТЕМПЕРАТУРЫ НА ГРАНИЦАХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ЗОН
И ДИАГРАММА «I — t»

§ 1. Тепловые балансы технологических зон

О температурном потенциале в рабочем пространстве печи судят по температурам газового потока t_2 , футеровки t_ϕ и материала t_c . Для определения температур газов на границах технологических зон печи составляются тепловые балансы этих зон, метод расчета которых приводится в табл. 29. Состав и количество газов для каждой зоны определяются на основании данных табл. 30; теплофизические свойства газов — по приложению, табл. 6.

Таблица 29

Метод расчета тепловых балансов технологических зон,
ккал/кг клинкера

№ п/п	Приходные статьи, ккал/кг клинкера	№ п/п	Расходные статьи, ккал/кг клинкера
-------	------------------------------------	-------	------------------------------------

Тепловой баланс зоны охлаждения и спекания
(температура материала $t_{кл} = 1350 + 1450 + 1350^\circ$)

1	Тепловыделение при сжигании топлива $q = Q_n^p \cdot x^T$.	1	Нагревание материала с 1350 до 1450° $q_1^p = c_{кл} (1450 - 1350)$
2	Физическое теплосодержание топлива $Q_\phi^T = x^T \cdot c_T \cdot t_T$	2	Эндотермический эффект образования жидкой фазы
3	Теплосодержание первичного воздуха $Q^T = x^T \cdot V_o \cdot K \cdot c_o \cdot t_o'$	3	$q_2^p = c_{кл} 1450 - c_{c_2S} 1450$
4	Теплосодержание водяных паров, поступивших из угольной мельницы с первичным воздухом $Q_W^y = V_W^y \cdot c_{o.л.} \cdot t_o'$	4	Потери тепла с избыточным воздухом, выбрасываемым из клинкерного холодильника $q_3^p = V_o^{изб} \cdot c_o (t_o^{изб} - t_o)$
5	Теплосодержание вторичного воздуха $Q_o'' = x^T \cdot V_o (1 - K) c_o \cdot t_o$	5	Потери тепла в окружающую среду холодильником и корпусом печи на данных участках $q_{o.c.} = K Q_{o.c.}$
6	Теплосодержание воздуха, нагретого в холодильнике и печи охлаждающимся клинкером: $Q_{кл} = c_{кл} (1450 - t_{кл})$	5	Теплосодержание газов, выходящих из зоны спекания спек $^{o.г.}$

№ п.п.	Приходные статьи, ккал/кг клинкера	№	Расходные статьи, ккал/кг клинкера
--------	------------------------------------	---	------------------------------------

**Тепловой баланс зоны экзотермических реакций
(температура материала 1350—950°)**

1	Теплосодержание поступивших галов $I_{о.г.}^{спек}$	1	На нагревание материала от 950 до 1350° $q^p = c_c (1350 - 950)$
2	Тепло экзотермических реакций образования клинкерных минералов. $q_{экс} = \frac{1}{100} (C_3S \cdot 111 + C_2S \cdot 148 + C_3A \cdot 83 + C_4AF \cdot 26)$	2	На завершение эндотермического процесса декарбонизации $q^p = G_c \cdot 7,08 CaO^c (1 - \beta)$
3	Теплосодержание технологического CO ₂ , выделившегося из материала $q_{CO_2} = V_{CO_2}^c (1 - \beta) c_{CO_2} \cdot 950$, β — степень разложения CaCO ₃ в зоне декарбонизации	3	Потери тепла в окружающую среду $q_{о.с.} = KQ_{о.с.}$
		4	Теплосодержание газов, выходящих из зоны экзотермических реакций $I_{о.г.}^{экс}$

**Тепловой баланс зоны декарбонизации
(температура материала 950—750°)**

1	Теплосодержание поступивших газов $I_{о.г.}^{экс}$	1	На нагревание материала $q^p = (G_c - G_{ш}^2) c_c (950 - 750°)$
2	От образования метакаолина $q = 1,56 \cdot G_c \cdot Al_2O_3^c$	2	На декарбонизацию Mg CO ₃ $q^p = G_c \cdot 4,06 MgO^c$
3	Теплосодержание технологического CO ₂ $q_{CO_2} = V_{CO_2}^c \cdot \beta \cdot c_{CO_2} \cdot 950$	3	На декарбонизацию CaCO ₃ $q^p = G_{CaCO_3} \cdot \beta \cdot 396 = G_c \cdot 7,08 \cdot CaO^c \cdot \beta$
		4	Потери тепла в окружающую среду $q_{о.с.} = KQ_{о.с.}$
		5	Теплосодержание газов, выходящих из зоны декарбонизации $I_{о.г.}^{дек}$

**Тепловой баланс зоны подогрева
(температура материала 750—500°)**

1	Теплосодержание поступивших газов $I_{о.г.}^{дек}$	1	На нагревание материала $q^p = (G_c - G_{ш}^2) c_c (750 - 500°)$
		2	Потери в окружающую среду. $q_{о.с.} = KQ_{о.с.}$
		3	Теплосодержание уходящих газов $I_{о.г.}^{под}$

№ п/п	Приходные статьи, ккал/кг клинкера	№ п/п	Расходные статьи, ккал/кг клинкера
-------	------------------------------------	-------	------------------------------------

Тепловой баланс дегидратации
(температура материала 500—250°)

1	Теплосодержание поступивших газов $I_{o.z.}^{год}$	1	На нагревание материала $q^p = G_c \cdot c_c (500 - 250)$
2	Теплосодержание гидратной воды $q = V_w^2 \cdot c_{в.л.} \cdot 500 = G_c \cdot 2,94 \cdot Al_2O_3^c$	2	На дегидратацию каолинита $q^p = G_c \cdot 5,68 \cdot Al_2O_3^c$
		3	Потери тепла в окружающую среду $q_{o.c.} = KQ_{o.c.}$
		4	Теплосодержание газов, выходящих из зоны $I_{o.z.}^{доc}$

Тепловой баланс зоны досушки
(температура материала 250—100°)

1	Теплосодержание поступивших газов $I_{o.z.}^{доc}$	1	На нагревание сырья $q^p = G_c \cdot c_c (250 - 100)$
2	Теплосодержание водяного пара, выделившегося из материала; $q = \frac{G_c}{\gamma_{в.л.}} \left(\frac{W_{осм}}{100 - W_{осм}} \right) \epsilon_{в.л.} \cdot 100$	2	На испарение остаточной влаги сырья $q^p = G_c \left(\frac{W_{осм}}{100 - W_{осм}} \right) 597$
		3	Потери тепла в окружающую среду $q_{o.c.} = KQ_{o.c.}$
		4	Теплосодержание газов, выходящих из зоны досушки, $I_{o.z.}^{доc}$

Тепловой баланс зоны испарения
(температура материала 100— t_c)

1	Теплосодержание поступивших газов $I_{o.z.}^{доc}$	1	На нагревание сухого сырья $q^p = G_c \cdot c_c (100 - t_c)$
2	Теплосодержание водяного пара, выделившегося из материала $q = \frac{G_c}{\gamma_{в.л.}} \left(\frac{W_c}{100 - W_c} - \frac{W_{осм}}{100 - W_{осм}} \right) \cdot c_{в.л.} \cdot 100$	2	На испарение влаги сырья $q^p = G_c \left(\frac{W_c}{100 - W_c} - \frac{W_{осм}}{100 - W_{осм}} \right) 597$
		3	Потери тепла в окружающую среду $q_{o.c.} = KQ_{o.c.}$
		4	Теплосодержание газов на выходе из печи $I_{o.z.}$

Удельный выход газов (нм³/кг клинкера) и расход сырьевых продуктов в технологических зонах

Наименование технологической зоны	$V_{CO_2} + V_{SO_2} = V_{RO_2}$	V_{H_2O}	V_{O_2}	V_{N_2}	Сумма, V_2	Средний выход газов, V_2^{cp}	Вес материала, G_M , т/час	Средний объем материала, V_M^{cp} , м ³ /час
Спекание							$G_M = G$	
конец	$(V_{CO_2}^T + V_{SO_2}^T) \cdot x^T$	$(V_W^e + V_{H_2O}^T + V_W^y) \cdot x^T$	$V_{O_2} \cdot x^T$	$V_{N_2}^T \cdot x^T$	Σ	$\frac{V_2^{нач} + V_2^{кон}}{2}$		$\frac{G_M^{нач} + G_M^{кон}}{2T_M}$
начало	то же	то же	то же	то же	то же	то же	то же	
Экзотермических реакций								
конец	то же	то же	то же	то же	то же	то же	то же	то же
начало	то же + $(1 - \beta) V_{CO_2}^c$	то же	то же	то же	то же	то же	то же	то же
Декарбонизации								
конец	то же	то же	то же	то же	то же	то же	то же	то же
начало	то же + $\beta V_{CO_2}^c$	то же	то же	то же	то же	то же	$G(G_c - G_W^2)$	то же

Наименование технологической зоны	$V_{CO_2} + V_{SO_2} - V_{RO_2}$	V_{H_2O}	V_{O_2}	V_{N_2}	Сумма, V_2	Средний выход газов, V_2^{cp}	Вес материала, $G_M, т/час$	Средний объем материала, $V_M^{cp}, м^3/час$
Подогрев								
конец	то же	то же	то же	то же	то же	то же	то же	то же
начало	то же	то же	то же	то же	то же	то же	то же	то же
Дегидратации								
конец	то же	то же	то же	то же	то же	то же	то же	то же
начало	то же	то же + V_W^2	то же	то же	то же	то же	$G \cdot G_c$	то же
Досушки								
конец	то же	то же	то же	то же	то же	то же	то же	то же
начало	то же	то же + $\frac{G_c}{\gamma_{в.п.}} \times$ $\times \left(\frac{W_{ост}}{100 - W_{ост}} \right)$	то же	то же	то же	то же	$G \frac{G_c \cdot 100}{100 - W_{ост}}$	то же
Испарения								
конец	то же	то же	то же	то же	то же	то же	то же	то же
начало	то же	то же + V_W^{ϕ}	то же	то же	то же	то же	$G \cdot G_c$	то же

§ 2. Температуры газов на границах технологических зон («I — t» диаграмма)

Температуры определяются методом подбора по заданному теплосодержанию газового потока $I_{o.z.}$, покидающего данную зону, из отношения:

$$t_{o.z.} = t_x + \left(\frac{I_{o.z.} - I_x}{I_y - I_x} \right) (t_y - t_x), \text{ град.} \quad (51)$$

Здесь t_x — температура газов, соответствующая теплосодержанию I_x меньшему, чем $I_{o.z.}$;

t_y — температура газов, соответствующая теплосодержанию I_y большему, чем $I_{o.z.}$;

$t_y - t_x$ — берется равным 100° .

Рассчитанные температуры иногда получаются несколько завышенными в высокотемпературных зонах печи, так как не учитываются два обстоятельства — прямая теплоотдача излучением в направлении от горячего к холодному концу печи и затраты тепла на диссоциацию углекислого газа и водяных паров при высоких температурах.

О прямой теплоотдаче газов указывали Д. Мартин [Л. 8], Г. Гиги [Л. 3], Е. И. Ходоров [Л. 9] и др. Доля прямой теплоотдачи излучением возрастает с уменьшением отношения $\frac{L}{D}$.

Это является одной из причин более высокой удельной производительности печей сухого способа обжига с запечными теплообменными устройствами. Учитывая, что еще нет точных данных о количестве тепла, излучаемого из более нагретых зон печи в менее нагретые, в виде первого приближения в расчетах можно принимать количество излучаемого тепла из зоны спекания и экзотермических реакций в пределах 150 — 200 ккал/кг клинкера; из зоны декарбонизации — порядка 50—150 ккал/кг клинкера. Температура газового потока с учетом расхода тепла на диссоциацию CO_2 и H_2O , которая имеет место при температуре газов выше 1500° , может быть найдена методом подбора по заданному теплосодержанию газов. При этом затраты тепла на диссоциацию CO_2 и H_2O рекомендуется определять по методу, предложенному М. Б. Равичем [Л. 10]:

$$Q_{\text{дисс}}^{\text{CO}_2} = V_{\text{CO}_2} \cdot a \cdot Q_{\text{CO}}, \text{ ккал/кг клинкера,} \quad (52)$$

$$Q_{\text{дисс}}^{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot b \cdot Q_{\text{H}_2}, \text{ ккал/кг клинкера.} \quad (53)$$

Здесь Q_{CO} и Q_{H_2} — теплотворные способности окиси углерода и водорода, равные соответственно 3030 и 2580 ккал/нм³;

a — степень диссоциации CO_2 при температуре $t_{o.z.}$, доли единицы;

b — то же для H_2O .

По температуре газового потока $t_{o,2}$ и парциальному давлению p находят степень диссоциации CO_2 и H_2O (см. приложение табл. 7, 8).

В табл. 29 дана схема составления тепловых балансов для семи технологических зон применительно к работе вращающейся печи по мокрому способу обжига. Для печи сухого способа обжига число технологических зон сокращается до двух-четырех, но сам метод расчета остается прежним. На рис. 62, а приводится рассчитанная Г. Гиги [Л. 3] $I-t$ диаграмма

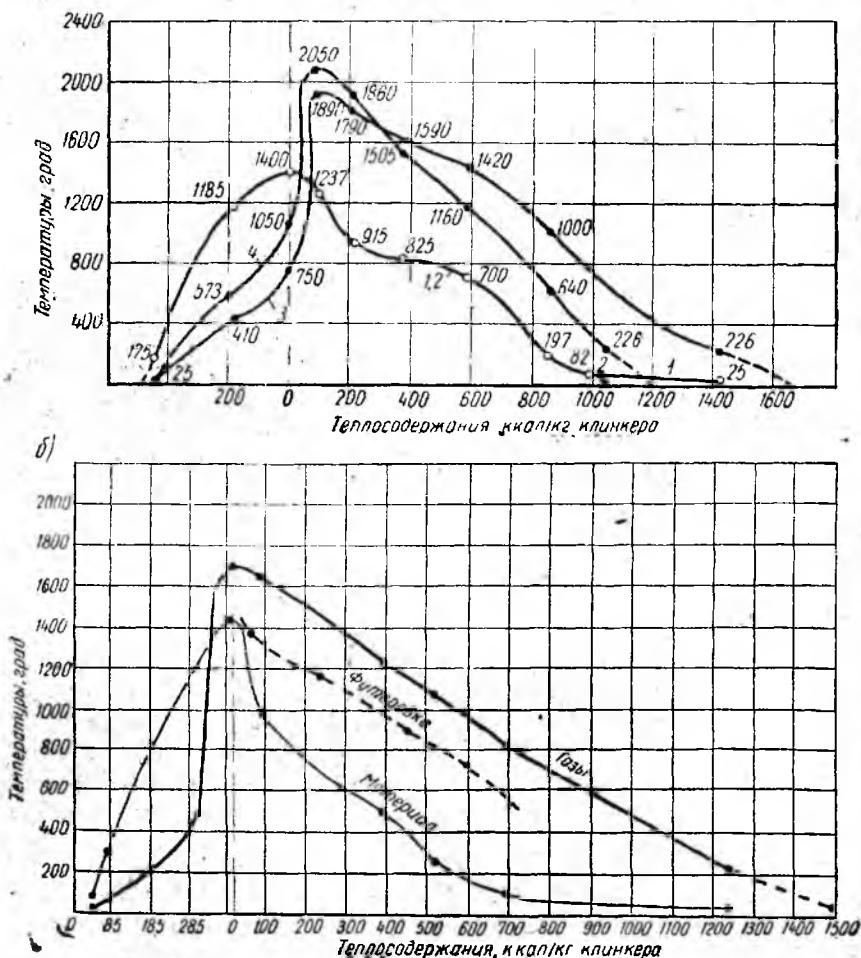


Рис. 62. $I-t$ — диаграмма вращающихся печей:

а) работающих по мокрому и сухому способам, по данным Г. Гиги (цифры на графике относятся к температурам): 1 — материал, печь мокрого (способа); 2 — материал, печь сухого способа; 3 — газы, печь мокрого способа; 4 — газы, печь сухого способа; б) современной вращающейся печи, работающей по мокрому способу (по результатам расчета примера 1)

для вращающихся печей, работающих по мокрому и сухому способам обжига клинкера. Эта же диаграмма для современных вращающихся печей мокрого способа обжига представляется кривыми на рис. 62, б.

Глава 9

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА И РАЗМЕРЫ РАБОЧЕГО ПРОСТРАНСТВА ПЕЧЕЙ

§ 1. Метод определения длины технологических зон и тепловые потоки

Для определения длины технологических зон принята методика, разработанная Е. И. Ходоровым [Л. 2]. В нее внесены некоторые изменения, позволившие, по мнению авторов, несколько упростить определение отдельных параметров, входящих в основные расчетные формулы.

Размеры технологических зон (за исключением зон спекания и охлаждения) определяются на основе законов теплообмена по заданной разности температур газов и материала (гл. 8). Для размеров зон спекания и охлаждения определяющим фактором можно считать продолжительность времени, необходимого для полного формирования трехкальциевого силиката и его стабилизации. Следовательно, длина указанных двух зон определяется произведением скорости продвижения материала на нормируемое время процесса:

$$\Delta L = w_n \cdot \tau, \text{ м.}$$

Скорость продвижения материала равна отношению:

$$w_m = \frac{1,88 \cdot D \cdot i \cdot n}{\sin \beta}, \text{ м/час.} \quad (53)$$

Здесь D — внутренний диаметр печи (в свету), м;

i — наклон корпуса печи, %;

n — скорость вращения печи, об/мин;

β — угол естественного откоса материала в данной зоне; для зоны спекания $\beta = 50 \div 60^\circ$; $\sin \beta = 0,766 \div 0,866$; для зоны охлаждения $\beta = 45 \div 50^\circ$; $\sin \beta = 0,707 \div 0,766$.

Необходимая продолжительность времени τ обычно лежит в пределах: для зоны спекания $\tau = 0,3 \div 0,5$ час и для зоны охлаждения $\tau = 0,2 \div 0,25$ час. В других зонах печи время процесса определяется в основном условиями теплообмена. Поэтому длина зоны может быть найдена из отношения:

$$\Delta L = \frac{G \cdot Q_m}{a \cdot F \cdot \Delta t}, \text{ м,} \quad (54)$$

где G — производительность печи, $кг/час$;

Q_m — количество тепла, которое должно быть передано материалу в данной зоне, $ккал/кг$ клинкера;

F — общая поверхность футеровки и теплообменных устройств на 1 м длины зоны, $м^2/м$;

Δt — среднелогарифмическая разность температур газов и материала в зоне, $град$;

α — приведенный коэффициент теплоотдачи от газового потока материалу в зоне, $ккал/м^2 \cdot час \cdot град$.

Ввиду сложности теплообмена во вращающихся печах, точное определение приведенного коэффициента α затруднительно. Поэтому при уточненных расчетах рекомендуется использовать уравнения для каждого вида теплопередачи в отдельности [Л. 1], [Л. 2] и [Л. 3].

Тепло от газового потока передается открытым поверхностям футеровки и материала лучеиспусканием и конвекцией, а также газам, выделившимся из материала. Тепло, приобретенное футеровкой, передается открытой поверхности слоя материала лучеиспусканием, а закрытой поверхности — теплопроводностью. Кроме того, тепло теряется корпусом печи в окружающую среду за счет теплового излучения и конвекции.

Для участка печи длиной ΔL , условно изолированного от взаимодействия с другими участками, балансовые уравнения тепловых потоков имеют следующий вид:

$$Q_z = Q_{z,ф.}^A + Q_{z,ф.}^K + Q_{z,м.}^A + Q_{z,м.}^K + Q_{z,п.} \quad (55)$$

$$Q_{z,ф.}^A + Q_{z,ф.}^K = Q_{ф.м.}^A + Q_{ф.м.}^T + Q_{о.с.}^A, \quad (56)$$

где Q_z — общее количество тепла, отдаваемого газовым потоком, $ккал/м \cdot час$;

$Q_{z,ф.}^A$ — количество тепла, отдаваемое газовым потоком футеровке лучеиспусканием, $ккал/м \cdot час$;

$Q_{z,ф.}^K$ — количество тепла, отдаваемого газовым потоком футеровке конвекцией, $ккал/м \cdot час$;

$Q_{z,м.}^A$ — количество тепла, отдаваемого газовым потоком материалу лучеиспусканием, $ккал/м \cdot час$;

$Q_{z,м.}^K$ — количество тепла, отдаваемое газовым потоком материалу конвекцией, $ккал/м \cdot час$;

$Q_{z,п.}$ — количество тепла, отдаваемого газовым потоком газам и пыли, выделившейся из материала, $ккал/м \cdot час$;

$Q_{ф.м.}^A$ — количество тепла, отдаваемого футеровкой материалу лучеиспусканием, $ккал/м \cdot час$;

$Q_{ф.м.}^T$ — количество тепла, отдаваемого футеровкой материалу теплопроводностью, $ккал/м \cdot час$;

$Q_{о.с.}^{мк}$ — количество тепла, теряемого в окружающую среду лучеиспусканием и конвекцией, *ккал/м·час*.

Итак, длина каждой технологической зоны вращающейся печи определяется по формуле:

$$\Delta L = \frac{G \cdot Q_{н}}{k (Q_{ф.м.}^T + Q_{ф.м.}^s + Q_{з.м.}^a + Q_{з.м.}^{кз})}, \text{ м}, \quad (57)$$

где k — коэффициент теплоусвоения, представляющий отношение количества тепла, фактически передаваемого материалу, к максимально возможному, величина которого в расчетах может приниматься равномерно изменяющейся по длине печи от 0,90 для экзотермической зоны до 0,85 — для зоны досушки.

§ 2. Теплопередача в полый части вращающейся печи и размеры технологических зон

В результате применения общих законов теплопередачи, уравнение (56) может быть раскрыто следующими зависимостями для количества тепла, связанного с тепловой работой футеровки*:

$$Q_{з.ф.}^a = 4,96 \cdot \epsilon_{ф} \left[\epsilon_2' \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \epsilon_2'' \left(\frac{T_{ф}}{100} \right)^4 \right] l_{д.ф.}, \text{ ккал/м·час}, \quad (58)$$

$$Q_{з.ф.}^{кз} = \alpha_k (t_2 - t_{ф}) l_{д.ф.}, \text{ ккал/м·час}, \quad (59)$$

$$Q_{ф.м.}^s = 4,96 \cdot \epsilon_{ф} \epsilon_{н} \left[(1 - \epsilon_2'') \left(\frac{T_{ф}}{100} \right)^4 - (1 - \epsilon_2''') \left(\frac{T_{м}}{100} \right)^4 \right] l_{х.м.}, \text{ ккал/м·час}, \quad (60)$$

$$Q_{о.с.}^{мк} = \frac{Q_{о.с.} \cdot G}{\Delta L}, \text{ ккал/м·час}, \quad (61)$$

где $\epsilon_{ф}$, $\epsilon_{н}$, ϵ_2' , ϵ_2'' и ϵ_2''' — степени черноты соответственно футеровки, материала и газов при средних температурах газового потока, футеровки и материала;

$T_{ф}$, $T_{н}$ и T_2 — абсолютные температуры соответственно футеровки, материала и газового потока, °K;

α_k — коэффициент теплоотдачи от газов к футеровке конвекцией, *ккал/м²·час·град*;

* В уравнениях (58), (59), (60) и (61) количества тепла отнесены к теплопринимающей поверхности на участке печи длиной 1 м.

- t_{ϕ} и t_2 — температуры футеровки и газов, град;
 $l_{x.m.}$ — длина хорды сегмента поперечного сечения слоя материала, м;
 $l_{\partial.\phi.}$ — длина дуги открытой поверхности футеровки, м;
 $Q_{o.c.}$ — потери тепла в окружающую среду данной зоной, ккал/кг клинкера.

Количество тепла, передаваемого футеровкой материалу в результате теплопроводности, может быть выражено уравнением

$$Q_{\phi.m.}^T = \sqrt{\frac{\lambda_{\phi} \cdot c_{\phi} \cdot \gamma_{\phi}}{Z}} \cdot I(t_2 - t_m)(l_{\partial.\phi.} + l_{\partial.m.}), \text{ ккал/м} \cdot \text{час}, \quad (62)$$

где λ_{ϕ} , c_{ϕ} , γ_{ϕ} — теплофизические свойства футеровки, соответственно коэффициент теплопроводности (ккал/м·час·град), теплоемкость (ккал/кг·град) и объемный вес (кг/м³), значения их приведены в приложении, табл. 9;

$Z = 1:60n$ — длительность полного оборота, час;

t_m — температура материала, град;

$l_{\partial.m.}$ — длина дуги поверхности футеровки, закрытой слоем материала, м;

I — функция двух критериев H и A , величина которой обратно пропорциональна величине радикала в уравнении (62). Определяющие критерии для I имеют следующий вид:

$$H = \frac{\alpha_{\phi}^2 \cdot Z}{\lambda_{\phi} \cdot c_{\phi} \cdot \gamma_{\phi}}, \quad (63)$$

$$A = \frac{l_{\partial.\phi.}}{l_{\partial.\phi.} + l_{\partial.m.}}. \quad (64)$$

Критерий H — есть мера отношения интенсивности теплообмена на поверхности футеровки к ее теплофизическим свойствам; A — отношение открытой поверхности футеровки к ее полной поверхности. Под средним коэффициентом теплообмена α_{ϕ} следует понимать усредненную интенсивность теплопередачи «газы-футеровка» и «футеровка-материал», при стационарном режиме, согласно отношению:

$$\alpha_{cp} = \frac{\alpha_{z.\phi.} \cdot l_{\partial.\phi.} + \alpha_{\phi.m.} \cdot l_{\partial.m.}}{l_{\partial.\phi.} + l_{\partial.m.}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}, \quad (65)$$

где $\alpha_{z.\phi.}$ — коэффициент теплоотдачи, отнесенный к открытой

поверхности футеровки, образованной дугой $l_{д.ф.}$ при разности температур $(t_2 - t_{ф.})$, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{град}$;

$\alpha_{ф.м.}$ — коэффициент теплоотдачи, отнесенный к поверхности футеровки, закрытой слоем материала, образованной дугой $l_{д.м.}$, при разности температур $(t_{ф.} - t_m)$ $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$.

Чтобы определить $\alpha_{2.ф.}$ и $\alpha_{ф.м.}$, необходимо найти количество тепла, которое может быть передано закрытой поверхностью футеровки слою материала за счет лучеиспускания, где средняя абсолютная температура футеровки $T_{ф.}$ и материала T_m принимается по опытным данным; степень черноты теплоносителей обычно составляет:

$$\epsilon_{ф.} \approx 0,95 \text{ и } \epsilon_m \approx 0,9.$$

Тогда

$$Q_{ф.д.м.}^* = 4,96 \epsilon_{ф.} \cdot \epsilon_m \left[\left(\frac{T_{ф.}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right] l_{д.м.}, \text{ ккал/час.} \quad (66)$$

Затем величины $\alpha_{2.ф.}$ и $\alpha_{ф.м.}$ определяются из отношений:

$$\alpha_{2.ф.} = \frac{Q_{ф.д.м.}^*}{(t_2 - t_{ф.}) \cdot l_{д.ф.}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}, \quad (67)$$

$$\alpha_{ф.м.} = \frac{Q_{ф.д.м.}^*}{(t_{ф.} - t_m) \cdot l_{д.м.}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}. \quad (68)$$

Геометрические параметры: длины дуг открытой поверхности футеровки $l_{д.ф.}$ и поверхности, закрытой слоем материала $l_{д.м.}$, а также длина хорды слоя материала $l_{х.м.}$ берутся из соответствующего справочника по заданной площади сегмента поперечного сечения слоя, которая определяется отношением:

$$f = \frac{V_m}{w_m}, \text{ м}^2, \quad (69)$$

где V_m и w_m — соответственно расход материала ($\text{м}^3/\text{час}$) и скорость его продвижения в данной зоне [см. формулу (53)].

Выяснив возможные значения критериев N и A , определяют их функцию l по кривой, представленной на рис. 63.

Значения температуры футеровки $T_{ф.}$ уточняются посредством подстановки в уравнение (56) значений $Q_{2.ф.}^*$, $Q_{2.ф.}^x$ и $Q_{ф.м.}^*$ после чего оно преобразуется к виду:

$$\left(\frac{T_{ф.}}{100} \right)^4 \{ 4,96 \cdot \epsilon_{ф.} [\epsilon_m (1 - \epsilon_m'') l_{х.м.} + \epsilon_m'' \cdot l_{д.ф.}] \} + \alpha_k \cdot l_{д.ф.} \cdot t_{ф.} =$$

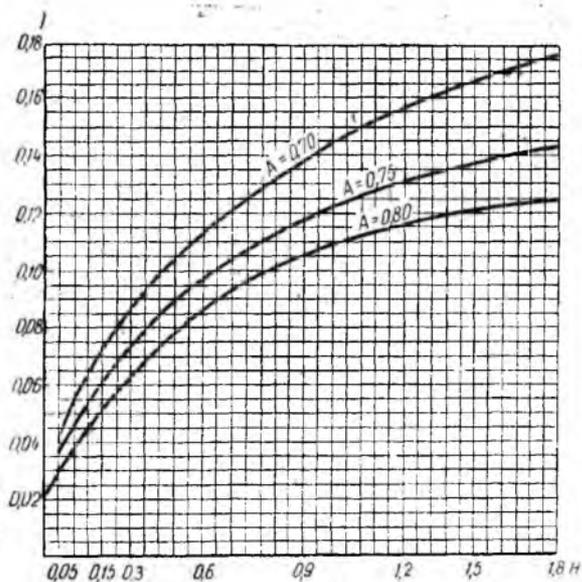


Рис. 63. Зависимость параметра I от критериев A и H

$$\begin{aligned}
 &= 4,96 \cdot \epsilon_{\phi} \cdot \epsilon'_2 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 l_{\partial.\phi} + l_{\partial.\phi} \cdot t_2 \cdot \alpha_{\kappa} + \\
 &+ 4,96 \epsilon_{\text{н}} \epsilon_{\phi} (1 - \epsilon'_2) \left(\frac{T_{\text{м}}}{100} \right)^4 t_{\text{х.м.}} - Q_{\text{д.с.}} - Q_{\phi.\text{м.}}^2
 \end{aligned} \quad (70)$$

Степень черноты запыленного и незапыленного газового потока ϵ_2 в общем виде определяется по формуле [Л. 16] и [Л. 17].

$$\epsilon_2 = 1 - e^{-KpS}, \quad (71)$$

где e — основание натуральных логарифмов;

KpS — суммарная сила поглощения газового потока, в частности:

K — коэффициент ослабления луча трехатомными газами, содержащимися в газовом потоке;

p — давление газового потока (в нашем случае принимается $p = 1 \text{ атм}$);

S — эффективная толщина излучающего газового слоя (эффективная длина луча), $м$.

Для несветящегося потока значение K принимается равным коэффициенту ослабления лучей трехатомными газами:

$$K = \frac{0,8 + 1,6 p_{\text{H}_2\text{O}}}{V p_n \cdot S} \left(1 - 0,38 \frac{T_2}{1000} \right) p_n, \quad (72)$$

где p_n — суммарное парциальное давление трехатомных газов, *ата*;

T_2 — абсолютная температура газового потока, °К;

$p_{\text{H}_2\text{O}}$ — парциальное давление водяных паров, *ата*.

Для полусветящегося потока значение K принимается равным коэффициенту ослабления лучей трехатомными газами и раскаленными взвешенными твердыми частицами:

$$K = \frac{0,8 + 1,6 \cdot p_{\text{H}_2\text{O}}}{V p_n \cdot S} \left(1 - 0,38 \frac{T_2}{1000} \right) p_n + 7,0 \mu \sqrt{\frac{1}{d^2 \cdot T_2^2}}. \quad (73)$$

Для светящегося пламени величина K равна коэффициенту ослабления лучей под влиянием сажистых частиц:

$$K = 1,6 \cdot \frac{T_2}{1000} - 0,5. \quad (74)$$

При определении размеров технологических зон в полый части вращающихся печей, для зон подсушки и дегидратации характерной является формула (72), для зоны декарбонизации и экзотермической зоны — формула (73).

Составляющие формул (72), (73) и (74) находятся из выражений:

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{ср}}} \text{ ата}, \quad (75)$$

$$p_n = p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{CO}_2} \text{ ата}, \quad (76)$$

$$S = 0,9 D' \text{ м}, \quad (77)$$

где $V_{\text{ср}}$, $V_{\text{H}_2\text{O}}$ — удельный выход газов и водяных паров, $\text{нм}^3/\text{кг}$ клинкера;

D' — диаметр равновеликого круга:

$$D' = \sqrt{\frac{F'}{0,785}}, \text{ м};$$

F' — свободная площадь сечения печи:

$$F' = F_n - f \text{ м}^2,$$

F_n — общая площадь поперечного сечения печи в свету, м^2 ;

f — площадь печи, занятая материалом, м^2 [см. (69)].

Кроме того, в формулу (73) для полусветящегося потока составляющими входят:

d — средний эффективный диаметр частиц золы топлива и взвешенной пыли в газовом потоке, $мк$; усредненная величина его равна порядка 25 $мк$.

μ — концентрация частиц золы и пыли в газовом потоке:

$$\mu = \frac{(g_{ун}^a + g_{ун}^c \cdot 1000)}{V_2^{cp}}, \text{ г/м}^3, \quad (78)$$

где $g_{ун}^a$ и $g_{ун}^c$ — унос золы топлива и пыли в данной зоне печи, $кг/кг$ клинкера.

В виде допущения можно считать, что изменение содержания в газовом потоке золы топлива и частиц материала следует линейному закону, т. е. кривая $\mu = f(L)$ имеет постоянный угловой коэффициент.

В направлении движения потока газов концентрация золы уменьшается (угловой коэффициент отрицательный), а пылевидного материала — увеличивается (угловой коэффициент положительный).

На выходе из печи унос материала примерно равен:

$$g_{ун} = \frac{G_e(7 + 15)}{100}, \text{ кг/кг клинкера.} \quad (79)$$

Концентрация материала в газах на границе зоны навески цепей с зоной досушки (если принять к. п. д. цепей по пылеулавливанию 25—30%) составляет:

$$g_{ун}^n = \frac{g_{ун}}{(0,70 \div 0,75)}, \text{ кг/кг клинкера.} \quad (80)$$

Следовательно, для каждого текущего сечения полой части печи:

концентрация материала в газах

$$g_{ун}^x = \frac{g_{ун}^n (L - \Delta L_x)}{(L - L_n)}, \text{ кг/кг клинкера;} \quad (81)$$

концентрация топливной золы в газах

$$g_{ун}^z = \frac{a \cdot x^T A^p \Delta L_x}{100 \cdot L} + g_{ун}^T \text{ кг/кг клинкера;} \quad (82)$$

где L — общая длина печи, $м$;

L_n — длина зоны навески цепей, $м$;

ΔL_x — отрезок печи от холодного конца до данного сечения, $м$.

Итак, определив значения K и S , можно найти степень черноты газов ϵ_2 по формуле (71) или диаграмме, приведенной на рис. 64.

Величина относительно-го коэффициента излучения (степень черноты) газового потока может также определяться по формуле

$$\epsilon_2 = (\epsilon_{\text{CO}_2} + \beta \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta\epsilon) + \epsilon_T - (\epsilon_{\text{CO}_2} + \beta \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta\epsilon) \epsilon_T,$$

где ϵ_{CO_2} — степень черноты углекислоты (принимается по рис. 65). Для определения степени черноты углекислоты при средней температуре футеровки и материала найденное значение коэффициента излучения ϵ_{CO_2} по рис. 65 умножается соответственно на численные коэффициенты

$$\left(\frac{T_2}{T_\phi}\right)^{0,65} \text{ и } \left(\frac{T_2}{T_n}\right)^{0,65};$$

$\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ — степень черноты водяных паров (принимается по рис. 66);

β — поправка на парциальное давление водяного пара (см. рис. 67);

$\Delta\epsilon$ — поправка на совместное излучение CO_2 и H_2O (см. рис. 68);

абсолютная величина $\Delta\epsilon$ не превышает обычно 5% от ϵ_2 , а поэтому ею можно пренебречь, особенно при пониженных температурах газового потока;

ϵ_T — степень черноты твердых частиц; вычисляется по формуле

$$\epsilon_T = 1 - e^{-x}.$$

Здесь e — основание натуральных логарифмов;

x — характеристика степени черноты пылевоздушного потока, которая по Н. С. Виноградову может быть найдена из уравнения:

$$x = \frac{0,75 \cdot 273 \mu p}{\gamma \cdot r \cdot T_2 \cdot p_0} \cdot S,$$

μ — концентрация пыли в газовом потоке, кг/м^3 ;

$\frac{p}{p_0}$ — отношение величин давления газовой среды в дей-

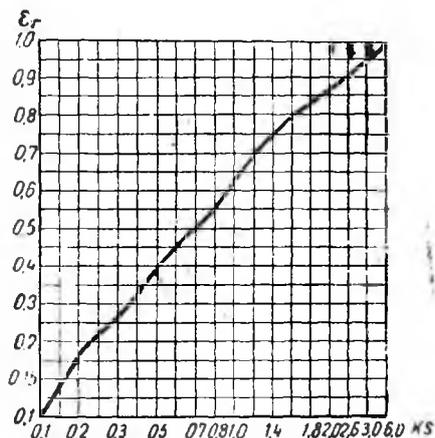


Рис. 64. Изменение степени черноты газов ϵ_2 от суммарной силы поглощения газового потока ϵ_T .

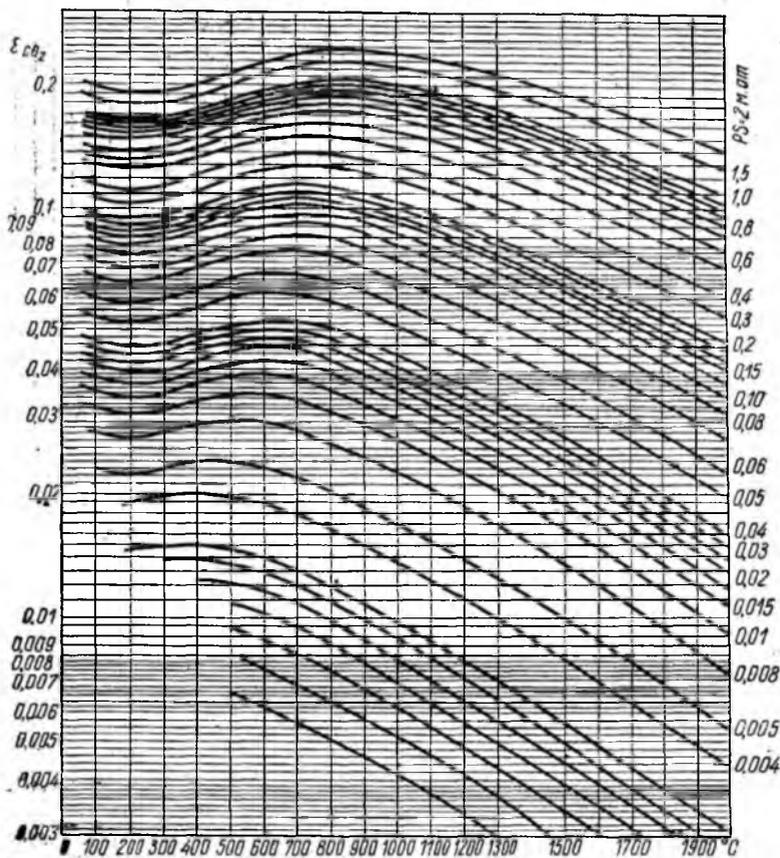


Рис. 65. Степень черноты углекислоты

ствительных и нормальных условиях. Обычно принимают $\frac{P}{P_0} = 1$;

γ — удельный вес твердых частиц, кг/м^3 ;

T_2 — температура газового потока, $^{\circ}\text{K}$;

S — эффективная толщина излучающего газового слоя (длина луча), м .

Количество тепла, отдаваемого конвекцией материалу, определяется из уравнения:

$$Q_{\text{г. м.}}^{\text{к.}} = \alpha_{\text{к}} (t_2 - t_{\text{м}}) l_{\text{г. м.}}, \text{ ккал/м} \cdot \text{час}, \quad (83)$$

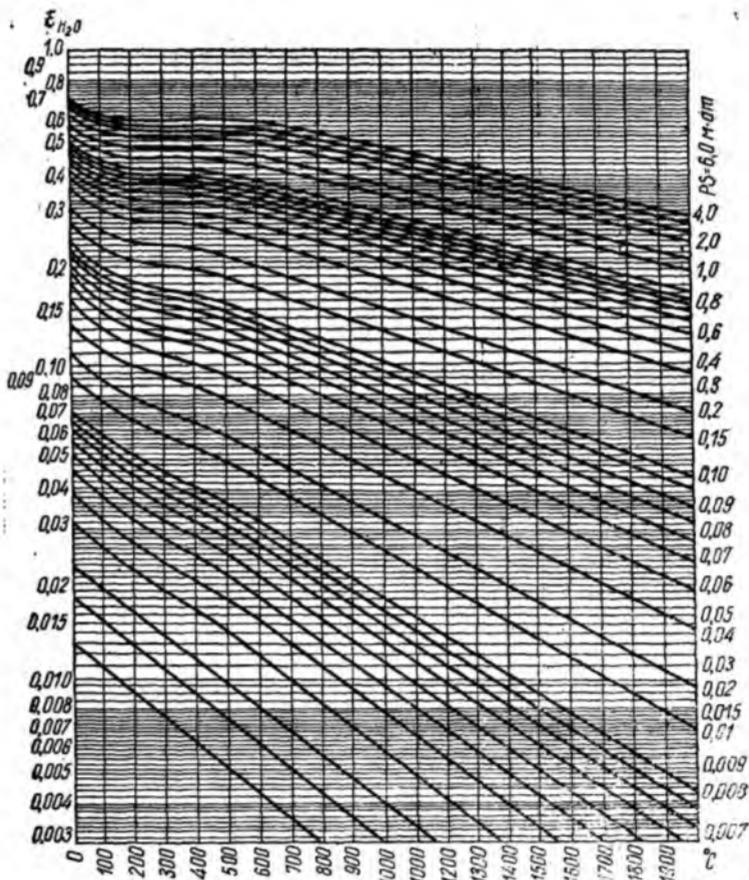


Рис. 66. Степень черноты водяных паров

где α_k — коэффициент теплоотдачи конвекцией, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$ $\times \lambda_2$, определяется по формуле:

$$\alpha_k = \frac{17,8 (w_2 \cdot c_2)^{0,8} \cdot \lambda_2^{0,2}}{(D')^{0,2}}, \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}, \quad (84)$$

w_2 — условная скорость движения газов:

$$w_2 = \frac{G \cdot V_2^{cp}}{3600 \cdot F'}, \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{сек}; \quad (85)$$

c_2 — теплоемкость газов, $\text{ккал}/\text{м}^3 \cdot \text{град}$;

λ_2 — теплопроводность газов, $\text{ккал}/\text{м} \cdot \text{час} \cdot \text{град}$;

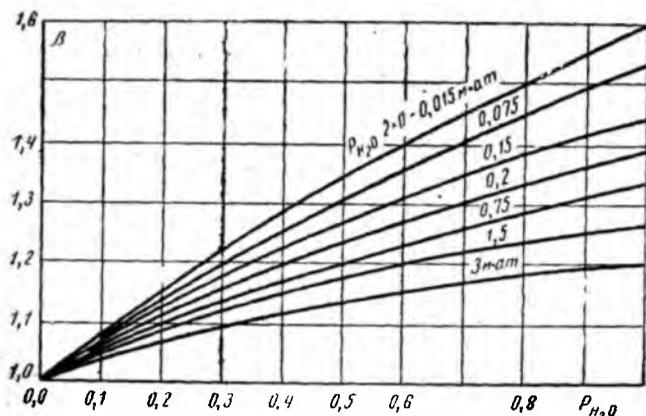


Рис. 67. Поправка на парциальное давление водяных паров

быть принята по справочным данным (см. приложение табл. 10) или рассчитана по формуле:

$$\lambda_2 = \lambda_0 \frac{273 + C}{T_2 + C} \left(\frac{T_2}{273} \right)^{3/2}, \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{град}, \quad (86)$$

где λ_0 — теплопроводность газов при нормальных условиях, $\text{ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{град}$;

C — константа;

$Q_{o.c.}^{a.k.}$ — потеря тепла в окружающую среду (см. гл. 7, § 5).

Количество тепла, отдаваемого футеровкой материалу лучеиспусканием, определяется из уравнения:

$$Q_{\phi.м.}^a = 4,96 \cdot \varepsilon_{\phi} \cdot \varepsilon_m \left[(1 - \varepsilon_z'') \left(\frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 - (1 - \varepsilon_z''') \left(\frac{T_M}{100} \right)^4 \right] l_{x.м.}, \text{ ккал/м} \cdot \text{час}. \quad (87)$$

Количество тепла, отдаваемого газовым потоком материалу лучеиспусканием, определяется из уравнения:

$$Q_{z.м.}^a = 4,96 \cdot \varepsilon_m \left[\varepsilon_z' \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \varepsilon_z'' \left(\frac{T_M}{100} \right)^4 \right] l_{x.м.}, \text{ ккал/м} \cdot \text{час}. \quad (88)$$

Впрочем изложенный выше метод определения количества тепла, передаваемого материалу футеровкой излучением и теплопроводностью, основан на ряде допущений. В условиях стационарного режима слой материала в печи нагревается за

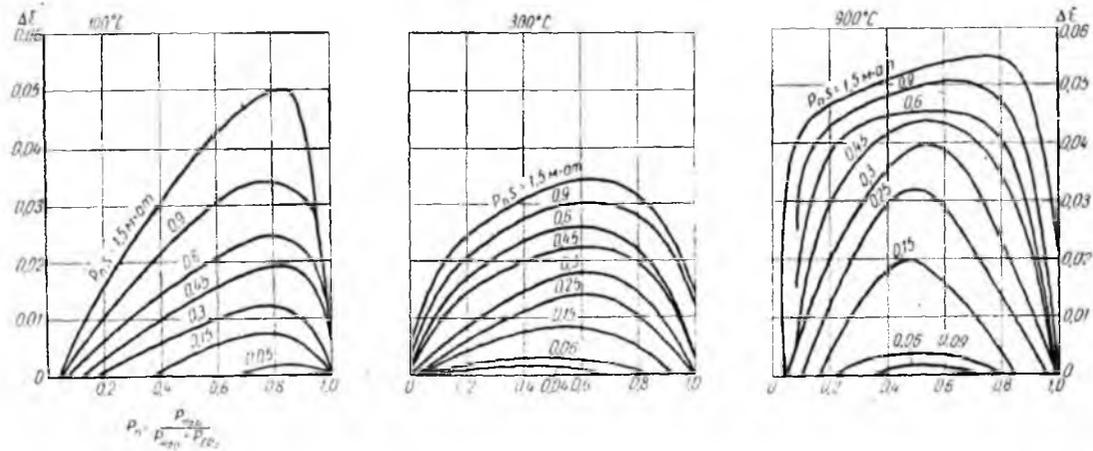


Рис. 68. Поправка на взаимное перекрытие полос излучения углекислоты и водяных паров

счет прямой теплоотдачи газовым потоком ($Q_{2.м.}^A + Q_{2.м.}^K$) и в результате действия всей регенеративной теплопередачи от футеровки ($Q_{2.ф.}^A + Q_{2.ф.}^K - Q_{о.с.}^K$). Следовательно, количество тепла, приобретаемого материалом на участке печи длиной 1 м, может быть выражено суммой:

$$Q_1 = (Q_{2.м.}^A + Q_{2.м.}^K) + (Q_{2.ф.}^A + Q_{2.ф.}^K - Q_{о.с.}^K), \text{ ккал/м} \cdot \text{час}, \quad (88)$$

откуда длины зон 2, 3, 4, 5 (см. рис. 60, полая часть) вращающейся печи (каждой в отдельности) могут быть определены из отношения:

$$\Delta L = \frac{G \cdot Q_m}{Q_1}, \text{ м.}$$

Таким образом, все значения величин, входящих в формулу (57) раскрываются последующими зависимостями, решение которых позволяет в конечном счете определить длину каждой данной технологической зоны в полой части вращающейся печи.

§ 3. Теплопередача в зоне навески цепей и ее размеры

Длина зоны навески цепей определяется из отношения:

$$\Delta L_{ц} = \frac{G \cdot Q_m^u}{\alpha_{ц} \cdot F_{ц} \cdot \Delta t_{ц}}, \text{ м}, \quad (89)$$

где G — производительность печи, кг/час;

Q_m^u — количество тепла, передаваемое от газового потока к материалу в цепной зоне, ккал/кг клинкера (из теплового баланса 1-й зоны, гл. 8, § 1);

$\alpha_{ц}$ — коэффициент теплоотдачи в зоне навески цепей:

$$\alpha_{ц} = 14,2 \omega_{2.ц.}^{0.7}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}. \quad (90)$$

Значение конвективного коэффициента теплообмена для участка печи с металлическими теплообменниками В. Ансельм и Е. Шварц-Бергкампф рекомендуют вычислять по формуле:

$$\alpha_{к} = 21,3 \omega_{2.ц.}^{0.88}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}.$$

Здесь $\omega_{2.ц.}$ — условная скорость движения газов на участке навески цепей, отнесенная к свободному сечению печи в свету [см. (85)].

Суммарная поверхность цепей и футеровки на участке печи длиной в один метр равна:

$$F_{ц} = \pi D(1 + K_{ц}), \text{ м}^2/\text{м}, \quad (91)$$

где $K_{ц}$ — отношение поверхности цепей к поверхности футеровки; колеблется в пределах $K_{ц} = 3,0 - 4,0$.

В формуле (89) $\Delta t_{ц}$ — среднелогарифмическая разность температур газов и материала в зоне навески цепей

$$\Delta t_{ц} = \frac{(t_2^{вх} - t_M^{вх}) - (t_2^{вых} - t_M^{вых})}{\ln \frac{t_2^{вх} - t_M^{вых}}{t_2^{вых} - t_M^{вх}}}, \text{ град.} \quad (92)$$

В этой формуле

$t_2^{вх}$ — температура газового потока на входе в зону, град,

$t_M^{вх}$ — температура материала на выходе из зоны, град,

$t_2^{вых}$ — температура газов на выходе из зоны, град,

$t_M^{вх}$ — температура материала на входе в зону, град.

В общем виде:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_0 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_0}{\Delta t_M}}, \text{ град,}$$

где Δt_0 — температурный напор в том конце зоны, где он больше;

Δt_M — температурный напор в противоположном конце зоны.

Глава 10

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ ВРАЩАЮЩИХСЯ ПЕЧЕЙ

§ 1. Цель приближенного расчета

Расчет новых вращающихся печей дает возможность определить размеры рабочего пространства по заданной производительности и намеченному расходу топлива. И наоборот, расчеты по действующей печи имеют своей задачей выявить технически возможную максимальную производительность по известным габаритам, а также наметить технически обоснованные мероприятия по экономии топлива.

Накопленный практический опыт позволяет развивать дальше методы расчета вращающихся печей в двух направлениях: по пути углубления и уточнения теоретических представлений, на которых строится метод расчета, и в направлении упрощения расчета в пределах, допустимых для повседневной производственной работы.

§ 2. Тепловой эффект клинкерообразования

Если принять, что тепло при образовании клинкера расходуется только на процессы разложения и плавления компонентов, а затраты тепла на нагревание материала компенсируются соответствующим количеством тепла, возвращаемого в результате его рекуперации, то теоретический расход тепла можно рассчитать по формуле:

$$\begin{aligned}
 q^T = G_c^T & \left(\frac{Al_2O_3^c}{Al_2O_3^T} \cdot 223 + \frac{CaO^c}{CaO^T} \cdot 396 + \frac{MgO^c}{MgO^T} \cdot 195 \right) + \\
 & + (c_{кл} - c_{C_3S}) - \frac{1}{100} (C_3S \cdot 111 + C_2S \cdot 148 + C_3A \cdot 83 + \\
 & + C_4AF \cdot 26) - G_c^T \left(\frac{M_{AS_2} Al_2O_3^c}{M_A} \cdot 72 \right) - \\
 & - G_c^T \left[\frac{M_{2H_2O}}{Al_2O_3^T \cdot 100} \cdot Al_2O_3^c (597 + 0,47 \cdot 500) \right], \text{ ккал/кг клинкера.}
 \end{aligned}
 \tag{93}$$

Здесь $Al_2O_3^T$, CaO^T , MgO^T — процентное содержание окислов в каолините, карбонате кальция и магния, равное соответственно 39,3; 56,0 и 48,0%;

$Al_2O_3^c$, CaO^c и т. д. — процентное содержание соответствующих окислов в сырьевой смеси;

M_A , M_{2H_2O} , M_{AS_2} — молекулярные веса, равные соответственно 102,0; 36,0 и 222,0;

$c_{кл}$ и c_{C_3S} — теплоемкость клинкера и трехкальциевого силиката, ккал/кг · град (см. приложение, табл. 3).

Подставив в формулу (93) перечисленные значения молекулярных весов и приняв теплообразования клинкерных минералов для обычной (из известкового и глинистого компонента) сырьевой шихты в размере 100 ккал/кг клинкера, получим указанную формулу в упрощенном виде:

$$\begin{aligned}
 q^T = G_c^T & (5,68 Al_2O_3^c + 7,08 \cdot CaO^c + 4,06 MgO^c) - 68 - \\
 & - G_c^T 1,56 Al_2O_3^c - G_c^T 2,94 Al_2O_3^c, \text{ ккал/кг клинкера}
 \end{aligned}$$

или

$$q^T \approx G_c^T (1,08 \cdot Al_2O_3^c + 7,08 \cdot CaO^c + 4,06 MgO^c) - 68,$$

ккал/кг клинкера.

При выполнении прикидочных расчетов печи, теоретический расход тепла может приниматься при обжиге клинкера из естественного сырья в размере 400—420 ккал/кг клинкера.

§ 3. Эмпирические зависимости

Если производительность печи G (кг/час) задана и удельный расход тепла q (ккал/кг клинкера) найден из теплового баланса, то внутренний диаметр печи в зоне горения D в зависимости от длины этой зоны L_2 (м) и объемного теплонапряжения q_v (ккал/м³ · час) определяется формулой:

$$D = \sqrt{\frac{G \cdot q}{0,785 \cdot L_2 \cdot q_v}}, \text{ м.} \quad (94)$$

Согласно некоторым статистическим данным и результатам испытаний, проделанным А. Н. Ивановым [Л. 18], тепловая мощность вращающихся печей, работающих по мокрому способу обжига, в зависимости от внутреннего диаметра D (м), составляет приблизительно:

$$Q = G \cdot q = 1,1D^{3*}, \text{ Мккал/час,} \quad (95)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q}{1,1}}, \text{ м.}$$

Если принять по опытным данным тепловое напряжение зоны горения в размере 300 тыс. ккал/м³ · час, то длина зоны горения для печей с мокрым способом обжига получится приблизительно равной:

$$L_2 \approx (4 \div 5) D, \text{ м;}$$

для печей сухого способа обжига

$$L_2 \approx (3 \div 4) D, \text{ м.}$$

Объемы зоны горения и диаметр могут быть определены также по нормативам съема клинкера с 1 м³ зоны горения. По данным Ансельма [Л. 11] для печей мокрого способа обжига эти съемы клинкера колеблются в пределах $g_{уд} = 4,4 \div 4,7 \text{ т/м}^3 \text{ сутки}$ и для печей сухого способа $g_{уд} = 6,25 \div 6,50 \text{ т/м}^3 \text{ сутки}$.

За последние годы опубликованы эмпирические зависимости, найденные в результате анализа показателей действующих печей. Они отражают недостатки анализируемых печей, но вместе с тем представляют определенный интерес, так как позволяют сравнивать показатели, полученные теплотехническим расчетом, с практическими данными.

Г. Гиги [Л. 3] и Г. Борншейн [Л. 12] подвергли анализу вращающиеся печи, работающие по мокрому способу, причем в качестве оптимальных параметров «образцовых» печей авторы приводят данные, помещенные в табл. 31.

*) Для печей диаметром более 4 м данная зависимость не проверена.

Параметры вращающихся печей по Г. Гиги и Г. Борншейну

(здесь x — масштабный множитель, $x = \frac{G_x}{G_0}$)

Наименование параметра	По Г. Гиги		По Г. Борншейну	
	величина	расчетная формула	величина	расчетная формула
Внутренний диаметр D_0 , м	3,05	$D_x = D_0 \sqrt{x}$	2,25/2,6	$D_x = D_0 \cdot x^{0,45}$
Длина печи L_0 , м	145,0	$L_x = L_0 \sqrt{x}$	41,0/41,0	$L_x = L_0 \cdot x^{0,4}$
Относительная длина печей L_0/D_0	47,5	$l = \frac{L_x}{D_x}$	34,0	$l = \frac{L_x}{D_x}$
Производительность G_0 , т/сутки	750,0	$G_x = G_0 \cdot x$	200,0	$G_x = G_0 \cdot x$
Съемы клинкера g_0 , кг/м ³ сутки	616,0	$g_x = g_0 \cdot \frac{1}{\sqrt{x}}$	—	—
то же, кг/м ² сутки	515,0	—	—	—
Расход тепла (при $W_c = 35\%$), ккал/кг клинкера	—	—	1377	—
Степень заполнения сечения печи, %	31,7	—	10,2	—
Наклон печи, %	5,0	—	4,0	—
Число оборотов, об/мин	0,7	—	1,0	$n_x = n_0 \cdot x^{-0,3}$
Температура отходящих газов, град	—	—	156	—

Кроме того, имеются эмпирические зависимости по вращающимся печам, опубликованные В. Ансельмом, Е. Шварц-Бергкампом [Л. 13] и Д. Я. Мазуровым [Л. 14], которые приводятся в табл. 31, б.

Графическая иллюстрация эмпирических формул различных авторов (табл. 31) дается на рис. 69 и 70.

В табл. 32 приведены данные Е. И. Ходорова о суммирующих коэффициентах теплоотдачи в различных технологических зонах вращающихся печей.

Л. Людера [Л. 15] на основании анализа расчетных данных, полученных по формулам различных авторов, пришел к выводу, что эмпирические формулы Е. И. Ходорова для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией в зоне навески цепей совпадают с формулой, предложенной В. Ансельмом

**Эмпирические формулы для основных параметров
вращающихся печей**

Наименование параметра печи	По В. Ансельму	По Е. Шварц-Бергкампфу	По Д. Я. Мазурову*
Вращающиеся печи мокрого способа обжига ($l \geq 30$)			
Внутренний диаметр, м	$D = 0,396 \cdot G^{0,34}$	$D = 0,55 \cdot G^{0,33}$	$D = 1,4 \cdot G^{0,28}$
Длина печи, м . . .	$L = 7,63 \cdot G^{0,45}$	$L = 6,5 \cdot G^{0,5}$	$L = 30 \cdot D^{0,2}$
Производительность, т/сутки	$G = 14 \cdot D^3$	—	$G = 0,6 \cdot \frac{D^{3,5}}{2 \pm G_c \Delta W}$
Удельный расход тепла, ккал/кг клинкера	—	—	$q = 10^3 \left(\frac{2 \pm G_c \Delta W}{D^{0,2}} \right)$

Вращающиеся печи сухого способа обжига

Внутренний диаметр, м	$D_0 = 0,396 G^{0,34}$	$D_0 = 0,55 G^{0,33}$	—
Длина печи, м . . .	—	$L = 3,5 \cdot G^{0,5}$	—

и Е. Шварц-Бергкампфом. Для полый части печи наибольшее совпадение с опытными данными получается при расчете коэффициента теплоотдачи по формулам Е. И. Ходорова и В. Гейлигенштедта.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией по данным Е. И. Ходорова для зоны навески цепей

$$Nu = 0,032 Re^{0,8} \text{ или } \alpha_k = 14,2 \cdot \omega^{0,7} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град};$$

для полый части печи

$$\alpha_k = 17,8 \frac{(\omega_z \cdot c_z)^{0,8} \cdot \lambda^{0,2}}{D^{0,2}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}.$$

* Производительность печи G дана в т/час, диаметр D — по кожуху печи в м, ΔW — поправка на действительную влажность шлама

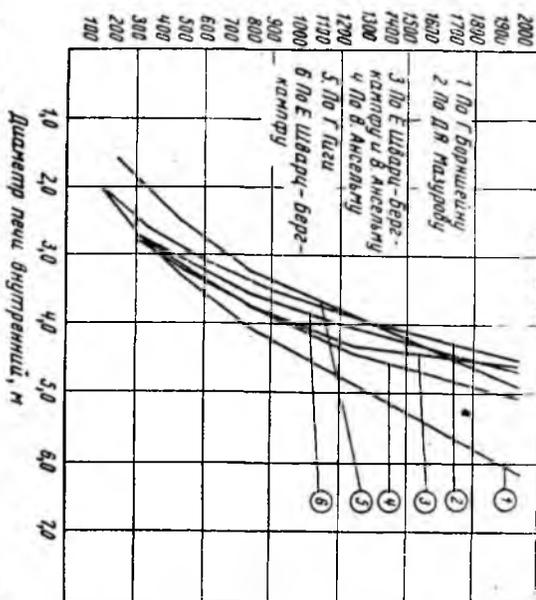
$$\Delta W = \left(\frac{W_c - 35}{100 - W_c} \right).$$

Значения приведенного коэффициента теплоотдачи (ккал/м²·час·град) для приближенного расчета размеров технологических зон вращающихся печей (по Е. И. Ходорову)

Параметры и зоны	Мокрый способ производства										Сухой способ производства				
	2,6		3,6						4,6		3,6				
Внутренний диаметр печи, м	200		350		200		350				200	350	250	600	950
Температура отходящих газов, град	30	40	30	30	30	35	35	35	40	30	40	15	15	15	
Влажность шлама, %	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,03	0,04	0,05	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	
1. Цепная зона (30—100°), ккал/м ² × × час·град	33,1	41,6	46,8	33,1	37,8	32,7	42,0	50,9	47,0	33,2	46,6	—	—	—	
2. Зона досушки (100—250°), ккал/м ² ·час·град	21,6	28,6	31,1	23,9	28,8	30,8	33,0	34,5	35,1	26,3	38,2	19,5	31,3	47,0	
3. Зона легидратации (250—500°), ккал/м ² ·час·град	35,1	41,0	44,2	38,9	44,8	45,8	48,8	50,3	51,0	42,6	57,0	31,8	67,1	67,1	
4. Зона подогрева (500—750°), ккал/м ² ·час·град	56,0	58,0	59,8	64,3	65,5	63,9	67,0	70,4	70,1	71,6	77,3	53,3	62,5	79,0	
5. Зона декарбонизации (750—950°), ккал/м ² ·час·град	56,0	58,0	59,8	64,3	65,5	63,9	67,0	70,4	70,1	71,6	77,3	53,3	62,5	79,0	
6. Зона экзотермических реакций (950—1300°), ккал/м ² ·час·град . .	71,5	72,5	75,2	84,6	84,9	83,5	88,0	90,5	88,0	93,1	98,1	79,5	83,4	92,6	

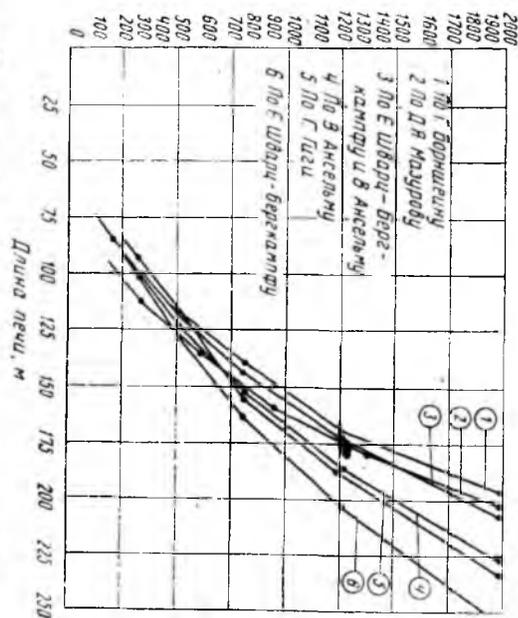
Производительность печи б, т/сутки

Рис. 70. Оптимальный диаметр вращающихся печей для мокрого способа обжига по эмпирическим формулам различных авторов



Производительность печи б, т/сутки

Рис. 69. Оптимальная длина вращающихся печей для мокрого способа обжига по эмпирическим формулам различных авторов



По данным В. Ансельма и Е. Шварц-Бергкампфа: для участка печи, где установлены теплообменники,

$$\alpha_k = 21,3 \cdot w_2^{0,88}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{град};$$

для полой части печи

$$\alpha_k = 7,5 \cdot G^{0,22}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}.$$

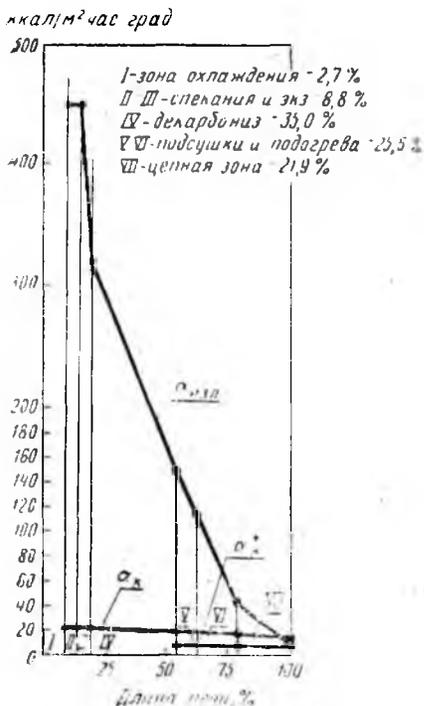


Рис. 71. Изменение величины коэффициентов теплоотдачи конвекцией и излучением по длине вращающихся печей мокрого способа обжига

Результаты расчетов коэффициентов теплоотдачи конвекцией и лучеиспусканием, выполненные Л. Людера, для вращающихся печей мокрого способа обжига приведены в табл. 33 и показаны графически на рис. 71.

В табл. 33 коэффициент теплоотдачи излучением определялся из уравнения:

$$\alpha_{изл} = \frac{q}{t_2 - t_m}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град},$$

По данным В. Гейлигенштедта — для всех зон, в которых превалирует конвективный теплообмен:

$$\alpha_k = 5,0 \left(1 + 0,06 \frac{t}{100} \right) \times w_2^{0,8}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град},$$

где w_2 — скорость газов, см. формулу (85).

В. Ансельм и Е. Шварц-Бергкампф рекомендуют также для определения оптимальной условной скорости газов во вращающихся печах, работающих по мокрому способу, пользоваться эмпирическими формулами:

$$w_2 = 0,151 \cdot G^{0,34},$$

$$\text{нм}^3/\text{м}^2 \cdot \text{сек},$$

или

$$w_2 = 0,160 \cdot G^{0,31},$$

$$\text{нм}^3/\text{м}^2 \cdot \text{сек}.$$

Коэффициенты теплоотдачи излучением и конвекцией
для вращающихся печей, работающих по мокрому способу обжига

Участок (зона)	Температура, град,		$\alpha_{изл.}$ ккал/м ² × × час. град	Коэффициент теплоотдачи конвекцией ккал/м ² · час · град	
	газ	материал		α по Е. И. Ходорову	α по В. Гей- лингшtedту
1	200	25	5,21	6,13	11,62
2	820	90	41,40	7,36	15,30
3	1089	250	95,50	7,78	17,20
4	1257	500	151,50	8,05	18,20
5	1600	900	322,00	—	20,30
6	1600	1400	450,00	—	20,30
7	1600	1400	450,00	—	20,30

где

$$q = 4,96 \cdot \epsilon_2 \cdot \epsilon_m \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right] f, \text{ ккал/час,}$$

$$f = 1 \text{ м}^2, \epsilon_2 = 0,48 \text{ и } \epsilon_m = 0,90.$$

А. С. Пантелеев предложил формулу для производительности вращающихся печей, выведенную аналитически из теплового баланса определяющей зоны — зоны декарбонизации. Вывод формулы сводится к следующему: в зону декарбонизации с газами вносится определенное количество тепла

$$Q_{дек} = V_2 \cdot c_2 \cdot t_2,$$

где V_2 — часовой расход газов при начальной температуре t_2 , а c_2 — их объемная теплоемкость при этой температуре и постоянном давлении.

Заменив расход газов через сечение печи (в свету) и линейную скорость ω_2 газов на входе в зону (м/сек), уравнение, характеризующее начальное теплонпряжение газов, преобразуется к виду:

$$Q_{дек} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D_0^2}{4} \cdot \omega_2 \cdot c_2 \cdot t_2 = 2726 \cdot D_0^2 \cdot \omega_2 \cdot c_2 \cdot t_2, \text{ ккал/час.}$$

Количественная связь часовой производительности печи G с тепловой мощностью данной зоны Q (ккал/час) и удельным расходом тепла в зоне q (ккал/кг клинкера) может быть представлена в виде:

$$G = \frac{Q}{1000 \cdot q} = \frac{2726 \cdot D_0^2 \cdot \omega_2 \cdot c_2 \cdot t_2}{1000 \cdot q}, \text{ Т клинкера/час,}$$

где $q = q_{дек} + q_{о.с.} + q_{о.г.}$ ккал/кг клинкера, или (безразмерная величина)

$$\frac{q_{дек} + q_{о.с.}}{q} + \frac{q_{о.г.}}{q} = 1.$$

Здесь $q_{дек}$, $q_{о.с.}$ и $q_{о.г.}$ — составляющие расходной части теплового баланса зоны декарбонизации (ккал/кг клинкера) — соответственно расход тепла на разложение CaCO_3 , потери тепла в окружающую среду и теплосодержание уходящих из зоны газов*.

Вместе с тем

$$q = V_2 \cdot c_2 \cdot t_2 \text{ и } q_{о.г.} = V'_2 \cdot c'_2 \cdot t'_2, \text{ ккал/кг клинкера,}$$

где

V_2 и V'_2 ; c_2 и c'_2 ; t_2 и t'_2 — соответственно удельные расходы газов (нм³/кг клинкера), их теплоемкости (ккал/нм³ × град) и температуры (град) в начале и в конце зоны декарбонизации.

Далее автор делает допущение, полагая $V_2 \approx V'_2$ и $c_2 \approx c'_2$, в результате чего удельный расход тепла сводится к выражению **:

$$q = \left(\frac{q_{дек} + q_{о.с.}}{1 + \frac{t'_2}{t_2}} \right), \text{ ккал/кг клинкера.}$$

После подстановки этой зависимости в исходное уравнение количественной связи расчетная формула для производительности вращающихся печей получит окончательный вид:

$$G = \frac{2,726 \cdot D_0^2 \cdot \omega_2 \cdot c_2 (t_2 - t'_2)}{b \cdot Q_{\text{CaCO}_3} + q_{о.с.}},$$

где b и Q_{CaCO_3} — удельный расход (кг/кг клинкера) и теплота диссоциации (ккал/кг) CaCO_3 .

§ 4. Количественные связи параметров вращающихся печей

В расчетах типичным примером является получение дементного клинкера из сырьевой смеси, составленной из природных сырьевых материалов, начальная влажность которой

* Расход тепла на подогрев сырья не учитывается.

** В действительности $V_2 < V'_2$ в связи с выделением в данной зоне технологического углекислого газа и $c_2 > c'_2$, так как $t_2 > t'_2$, но этой погрешностью, ввиду ее малости, автор пренебрегает.

при мокром способе производства может быть принята $W_c \approx 36\%$, а при сухом способе (без грануляции) $W_c \approx 2\%$.

Таким образом, эффективное количество тепла представляет собой сумму расходных статей теоретического теплового баланса за вычетом теплоты экзотермических реакций в завершающей высокотемпературной стадии процесса и определяется (с погрешностью порядка $\pm 5\%$) количественными соотношениями, приведенными в табл. 34.

Таблица 34

Эффективное количество тепла, передаваемого материалу при обжиге клинкера

Эндотермические эффекты по стадиям процесса	Эффективный расход тепла $q_{эф}$, ккал/кг клинкера	
	мокрый способ $W_c = 36\%$	сухой способ $W_c = 2\%$
Всего	1600	1030
В том числе:		
Зона сушки сырья		
Испарение влаги с нагревом сырья до 70—80°	650	80
Зона досушки и дегидратации		
Нагрев сухого материала от 75 до 500° с удалением химической влаги (обезвоживание каолина)	190	190
Зона подогрева и кальцинирования		
Нагрев обезвоженного материала от 500 до 950° с разложением карбонатов ($CaCO_3 \rightarrow CaO + CO_2$ и $MgCO_3 \rightarrow MgO + CO_2$)	700	700
Экзотермическая зона		
Нагрев прокаленного материала от 950 до 1300° за вычетом теплоты экзотермических реакций до появления жидкой фазы	50	50
Зона спекания		
Завершение нагрева материала от 1300 до 1450° за вычетом теплоты экзотермических реакций при наличии жидкой фазы	10	10

Связь между основными параметрами цементнообжигательной печи и получаемым эффектом может быть охарактеризована зависимостью:

$$Q_{эф} = Gq_{эф} = V \cdot R \cdot \Delta t = SK_s \Delta t, \text{ ккал/час.} \quad (96)$$

Здесь $Q_{эф}$, G , V , S — соответственно количество тепла, расходуемого на тепловую подготовку материала в печи в течение часа («эффективная» тепловая мощность), *ккал/час*; производительность печи, *кг клинкера/час*; объем рабочего пространства печи, m^3 ; внутренняя поверхность футеровки, m^2 .

Качественными показателями в уравнении (96) являются:

R — удельная плотность теплового потока, т. е. количество тепла, реализуемого в единице объема печи за единицу времени при разности температур в один градус, *ккал/м³ × час · град*;

α — общий коэффициент теплоотдачи, отнесенной к суммарной поверхности футеровки и теплообменных устройств, *ккал/м² · час · град*;

K_s — отношение суммарной поверхности нагрева к поверхности футеровки («коэффициент развитости поверхности»);

Δt — средний температурный напор, *град*.

Из уравнения (96) вытекает, что удельная производительность печи P_V , отнесенная к $1 m^3$ рабочего пространства и к $1 m^2$ поверхности футеровки P_S определяется из соотношений:

$$P_V = \frac{R \cdot \Delta t}{q_{эф}} \text{ кг клинкера/м}^3 \cdot \text{час};$$

$$P_S = \frac{K_s \cdot \alpha \cdot \Delta t}{q_{эф}} \text{ кг клинкера/м}^2 \cdot \text{час}.$$

Для цилиндрического рабочего пространства вращающейся печи со средним внутренним диаметром D_0 показатели P_V и P_S имеют количественную связь через множитель, представляющий линейный геометрический размер $4/D_0$, а именно:

$$P_V = \frac{4}{D_0} \cdot P_S.$$

Переходя от общего выражения к частному, введем для каждой конкретной зоны печи обозначения:

$V_1, V_2, V_3, \dots, V_n$ — объем рабочего пространства;

$S_1, S_2, S_3, \dots, S_n$ — поверхность футеровки;

$K_1, K_2, K_3, \dots, K_n$ — коэффициент развитости внутренней поверхности печи;

$q_1, q_2, q_3, \dots, q_n$ — эффективный удельный расход тепла;

$\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3, \dots, \Delta t_n$ — температурный напор;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, \alpha_n$ — общий коэффициент теплоотдачи;

$R_1, R_2, R_3, \dots, R_n$ — удельная плотность теплового потока.

Тогда уравнение (96) может быть подробно записано следующим образом:

для параметров теплоотдачи

$$R = \frac{q_{эф}}{\Delta t \left(\frac{q_1}{R_1 \Delta t_1} + \frac{q_2}{R_2 \Delta t_2} + \frac{q_3}{R_3 \Delta t_3} + \dots + \frac{q_n}{R_n \Delta t_n} \right)},$$

ккал/м³ · час · град,

$$\alpha = \frac{q_{\text{эф}}}{K_e \cdot \bar{\Delta}t \left(\frac{q_1}{\alpha_1 K_1 \Delta t_1} + \frac{q_2}{\alpha_2 K_2 \Delta t_2} + \frac{q_3}{\alpha_3 K_3 \Delta t_3} + \dots + \frac{q_n}{\alpha_n K_n \Delta t_n} \right)},$$

ккал/м²·час·град,

где $\bar{\Delta}t$ — средний температурный напор, град;
для удельной производительности печи

$$P_V = \frac{1}{\frac{q_1}{R_1 \cdot \Delta t_1} + \frac{q_2}{R_2 \cdot \Delta t_2} + \frac{q_3}{R_3 \cdot \Delta t_3} + \dots + \frac{q_n}{R_n \cdot \Delta t_n}},$$

кг клинкера/м³·час,

$$P_S = \frac{1}{\left(\frac{q_1}{\alpha_1 K_1 \Delta t_1} + \frac{q_2}{\alpha_2 K_2 \Delta t_2} + \frac{q_3}{\alpha_3 K_3 \Delta t_3} + \dots + \frac{q_n}{\alpha_n K_n \Delta t_n} \right)},$$

кг клинкера/м²·час.

Рассмотрение количественных связей параметров вращающихся печей показывает, что дальнейшие пути интенсификации обжига клинкера в этих печах в сущности определяются тем, какими методами легче достигнуть уменьшения величины каждого текущего члена $q_i/R_i \Delta t_i$ и $q_i/\alpha_i K_i \Delta t_i$, которые изменяются обратно пропорционально удельной производительности.

Глава 11

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНВЕЙЕРНЫХ КАЛЬЦИНАТОРОВ

§ 1. Назначение и метод расчета

Расчет при проектировании установки делается по заданным температурам теплоносителей на входе и выходе, их удельным расходам и производительности печи. В этом случае предварительно выбирают принципиальную тепловую схему и тип кальцинатора, а затем расчетом устанавливают его габариты, поверхность теплообмена, необходимую продолжительность процесса и аэродинамическое сопротивление.

Поверочный расчет делается тогда, когда известны габариты, конструкция и тепловая схема кальцинатора, а также результаты его испытаний. Тогда расчетом определяют условия оптимального режима работы установки.

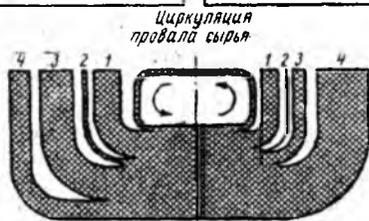
Тепловой и аэродинамический расчет конвейерного кальцинатора сводится к совместному решению уравнений теплового баланса, теплопередачи и сплошности потока материала на решетке. В изложенном далее методе расчета делаются следующие допущения:

а) предполагается, что горячая пыль, вынесенная газами из печи в кальцинатор, полностью прокалена, т. е. технологические газы и пары из нее удалены, и что эта пыль улавливается в фильтрующем слое материала и возвращается вместе с ним в печь;

- а)
- | | |
|------------------------------|-------------------------------------|
| 1 Сырьевая смесь | 1 Прокаленный материал |
| 2 Горячая пыль (из печи) | 2 Безвозвратный унос пыли |
| 3 Горячие газы | 3 Выделившиеся технологические газы |
| 4 Присос окружающего воздуха | 4 Греющие газы с присадкой воздуха |

РАСХОДУЕМЫЕ ПРОДУКТЫ

ПОЛУЧАЕМЫЕ ПРОДУКТЫ



- б)
- | | |
|----------------------------------|--------------------------------------|
| 1 Теплосодержание горячих газов | 1 Тепло на хим. реакции |
| 2 Теплосодержание горячей пыли | 2 Тепло на подогрев материала |
| 3 Теплосодержание сырьевой смеси | 3 Энтальпия физ. влаги сырья |
| 4 Рекуперация тепла | 4 Тепло с отх. газами и в окр. среду |
| | 5 Тепло в провале и уносом пыли |

ПРИХОД ТЕПЛА

РАСХОД ТЕПЛА

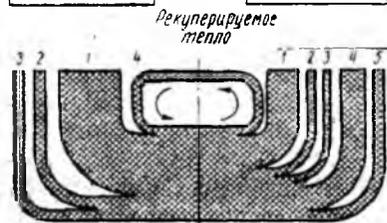


Рис. 72. Схема материального и теплового балансов конвейерного кальцинатора:

а) — материальный баланс; б) — тепловой баланс

б) испарение физической влаги, а также распад каолинита и углекислого магния полностью протекают в конвейерном кальцинаторе, а распад углекислого кальция происходит в нем частично — пропорционально показателю β (в долях единицы) [см. формулу (17)];

в) провал через решетку является высушенным сырьем и либо полностью возвращается после вторичной грануляции обратно в кальцинатор, либо без грануляции загружается в печь, т. е. не теряется;

г) коэффициенты теплоотдачи и аэродинамического сопротивления отнесены соответственно к эквивалентной поверхности и эквивалентному диаметру свежегранулированной сырьевой смеси, без учета изменения этих параметров во время нахождения материала на решетке;

д) учитывается также неизбежность присосов окружающего воздуха под кожух кальцинатора.

Схема материальных и тепловых потоков в конвейерном кальцинаторе, отвечающая перечисленным выше условиям, показана на рис. 72, а и б.

§ 2. Расходные статьи материального баланса

1. Расход гранулированной сырьевой смеси:

$$G_{сш} = 100 \left[\frac{(100 - aA^p \cdot x^T)(100 + 0,01 \cdot K_{np} \cdot W_c)}{(100 - ППП^c)(100 - a_{yn})(100 - W_c)} \right], \text{ кг/кг клинкера,}$$

где A^p , a и x^T — зольность топлива, (%), присадка золы в сырьевую смесь (долей единиц) и удельный расход топлива (кг/кг клинкера);

$ППП^c$ и W_c — потери при прокаливании сухого сырья и влажность гранулированного сырья, %;

a_{yn} и K_{np} — безвозвратный унос сырья и провал его через решетку, процент от расхода сухой сырьевой смеси.

2. Расход горячих газов (из печи):

$$G_z^{гор} = G_{о.з.}^T \cdot x^T + G_{CO_2}, \text{ кг/кг клинкера,}$$

где $G_{о.з.}^T$ — весовой выход топочных газов и паров при сжигании одного килограмма топлива:

$$G_{о.з.}^T = V_{CO_2}^T \cdot \gamma_{CO_2} + V_{SO_2}^T \cdot \gamma_{SO_2} + V_{N_2}^T \cdot \gamma_{N_2} + V_{O_2}^T \cdot \gamma_{O_2} + \\ + V_{H_2O}^T \cdot \gamma_{в.п.}, \text{ кг/кг топлива,}$$

G_{CO_2} — выход технологического углекислого газа в печи:

$$G_{CO_2}^n = 0,44 \left(\frac{100 - a \cdot A^p \cdot x^T}{100 - ППП^c} \right) \left(\frac{100}{100 - a_{yn}} \right) \left[\frac{CaO^c(1 - \beta)}{56} \right],$$

кг/кг клинкера,

где CaO^c , β и константа 56 — соответственно весовое содержание извести в сухом сырье (%), степень декарбонизации углекислого кальция (потеря его веса) в кальцинаторе (долей единиц) и молекулярный вес CaO .

3. Расход горячей, полностью прокаленной сырьевой пыли и топливной золы, направляемых в кальцинатор из печи в потоке газов:

$$G_{yn}^{гор} = K_{yn} \frac{(100 - a \cdot A^p \cdot x^T)}{(100 - ППП^c)(100 - K_{yn})} + \frac{(1 - a) A^p \cdot x^T}{100},$$

кг/кг клинкера

где K_{yn} — вынос из печи в кальцинатор прокаленной сырьевой пыли, процент от расхода сухого сырья.

4. Присос окружающего воздуха в кальцинатор:

$$G_{в}^{окр} = G_z^{гор} \frac{\gamma_{в}}{\gamma_z} \left(\frac{K_{окр}}{100 - K_{окр}} \right) \text{ кг/кг клинкера,}$$

где $K_{окр}$ — объемное содержание присосанного окружающего воздуха в газах, выходящих из кальцинатора (%), отнесенное к нормальным условиям;

γ_2 и γ_0 — средний удельный вес газов, поступающих в кальцинатор из печи, и удельный вес воздуха, кг/мм³.

§ 3. Приходные статьи материального баланса

1. Выход физической влаги сырья:

$$G_{\text{в}}^{\text{ф}} = G_{\text{св}} \frac{W_{\text{с}}}{100}, \text{ кг/кг клинкера.}$$

2. Выход гидратной (химически связанной) влаги сырья:

$$G_{\text{в}}^{\text{г}} = 0,18 \left(\frac{100 - a \cdot A^{\text{п}} \cdot x^{\text{T}}}{100 - \text{ППП}^{\text{с}}} \right) \left(\frac{100}{100 - a_{\text{ун}}} \right) \frac{\text{Al}_2\text{O}_3^{\text{с}}}{54}, \text{ кг/кг клинкера,}$$

где $\text{Al}_2\text{O}_3^{\text{с}}$ и константа 54 — весовое содержание глинозема в сухом сырье (%) и молекулярный вес Al_2O_3 .

3. Выход технологического углекислого газа в кальцинаторе

$$G_{\text{CO}_2}^{\text{к}} = 0,44 \left(\frac{100 - a \cdot A^{\text{п}} \cdot x^{\text{T}}}{100 - \text{ППП}^{\text{с}}} \right) \left(\frac{100}{100 - a_{\text{ун}}} \right) \left(\frac{\text{CaO}^{\text{с}}}{56} + \frac{\text{MgO}^{\text{с}}}{40} \right),$$

кг/кг клинкера,

где $\text{MgO}^{\text{с}}$ и константа 40 — весовое содержание окиси магния в сухом сырье (%) и молекулярный вес MgO .

4. Безвозвратный унос частично прокаленной сырьевой пыли из кальцинатора

$$G_{\text{ун}}^{\text{с}} = \frac{a_{\text{ун}}}{100} \left[\left(\frac{100 - a \cdot A^{\text{п}} \cdot x^{\text{T}}}{100 - \text{ППП}^{\text{с}}} \right) \left(\frac{100}{100 - a_{\text{ун}}} \right) - (G_{\text{в}}^{\text{г}} + G_{\text{CO}_2}^{\text{к}}) \right],$$

кг/кг клинкера.

5. Выход отработанных газов, пришедших в кальцинатор из печи и за счет присоса окружающего воздуха:

$$G_2^{\text{хол}} = G_{\text{о.з.}}^{\text{T}} \cdot x^{\text{T}} + G_{\text{CO}_2}^{\text{к}} + G_{\text{в}}^{\text{окр}}, \text{ ккал/кг клинкера.}$$

6. Выход подогретого материала из кальцинатора в печь:

$$G_{\text{с}}^{\text{к}} = (G_{\text{св}} + G_{\text{ун}}^{\text{зоп}}) - (G_{\text{в}}^{\text{ф}} + G_{\text{в}}^{\text{г}} + G_{\text{CO}_2}^{\text{к}} + G_{\text{ун}}^{\text{с}}),$$

ккал/кг клинкера.

§ 4. Приходные статьи теплового баланса

1. Теплосодержание горячих газов, поступающих в кальцинатор (с учетом присоса окружающего воздуха):

$$Q_2^{\text{зоп}} = (G_{\text{о.з.}}^{\text{T}} \cdot x^{\text{T}} \cdot c_{\text{о.з.}} + G_{\text{CO}_2}^{\text{к}} \cdot c_{\text{CO}_2}) t_{\text{о.з.}}^{\text{н}} + G_{\text{в}}^{\text{окр}} \cdot c_{\text{в}} \cdot t_{\text{в}},$$

ккал/кг клинкера,

где $t_{\text{о.з.}}^{\text{н}}$ и $t_{\text{в}}$ — температуры выходящих из печи газов и температура окружающего воздуха, град;

$c_{o.z.}$, c_{CO_2} и c_v — весовые теплоемкости топочных газов, технологического углекислого газа и воздуха (ккал/кг·град) при температурах, соответственно $t_{o.z.}$ и t_a .

2. Теплосодержание гранулированной сырьевой смеси

$$Q_c = [(G_{cW} - G_W^{\phi}) c_c + G_W^{\phi}] t_c, \text{ ккал/кг клинкера,}$$

где t_c и c_c — температура гранулированного сырья (град) и теплоемкость сухого сырья при данной температуре (ккал/кг·град).

3. Теплоиспользование в результате циркуляции горячей, полностью прокаленной сырьевой пыли и топливной золы между печью и кальцинатором:

$$Q_{ун}^{зор} = G_{ун}^{зор} (t_{o.z.}^n \cdot c'_{ун} - t_c^k \cdot c''_{ун}), \text{ ккал/кг клинкера,}$$

где t_c^k — температура подогретого материала, поступающего из кальцинатора в печь, град.

4. Рекуперация тепла в результате охлаждения безвозвратного, частично прокаленного уноса пыли, от начальной средней ее температуры до температуры газов и паров, уходящих из кальцинатора:

$$Q_{ун}^{рек} = G_{ун}^c \cdot 0,5 (t_c^k \cdot c_{ун}^n - t_{o.z.} \cdot c_{ун}), \text{ ккал/кг клинкера.}$$

Здесь $t_{o.z.}$ — температура газов и паров, уходящих из кальцинатора, град;

$c'_{ун}$, $c_{ун}^n$ и $c_{ун}$ — теплоемкости пыли (ккал/кг·град) при температурах соответственно $t_{o.z.}^n$, t_c^k и $t_{o.z.}$.

5. Рекуперация тепла в результате охлаждения гидратной (химически связанной) влаги от температуры дегидратации каолинита ($t \approx 500^\circ$) до температуры газов и паров, уходящих из кальцинатора:

$$Q_W^{рек} = G_W^2 (232 - 0,47 \cdot t_{o.z.}), \text{ ккал/кг клинкера.}$$

6. Рекуперация тепла в результате охлаждения технологического углекислого газа от конечной температуры нагрева материала до температуры газов и паров, уходящих от кальцинатора:

$$Q_{CO_2}^{рек} = G_{CO_2}^k (0,26 t_c^k - 0,22 t_{o.z.}), \text{ ккал/кг клинкера.}$$

§ 5. Расходные статьи теплового баланса

1. Расход тепла на испарение физической влаги сырья:

$$Q_W^{\phi} = G_W^{\phi} (597 + 0,47 t_{o.z.}), \text{ ккал/кг клинкера.}$$

2. Расход тепла на подогрев сухой сырьевой смеси от начальной температуры до температуры дегидратации каолинита ($t \approx 500^\circ$):

$$Q_c^{yx} = (G_{cW} - G_W^{\phi}) (500 c_c' - t_c \cdot c_c), \text{ ккал/кг клинкера.}$$

3. Расход тепла на дегидратацию каолинита:

$$Q_W^z = G_W^z \frac{M_{AS_2H_4}}{M_{2H_2O}} \cdot 223 = G_W^z \cdot 1565, \text{ ккал/кг клинкера,}$$

где $M_{AS_2H_4}$ и M_{2H_2O} — молекулярные веса — соответственно каолинита и двух молекул воды;

223 — тепловой эффект дегидратации каолинита, ккал/кг.

4. Расход тепла на подогрев дегидратированного сырья от 500° до конечной температуры материала, выходящего из кальцинатора:

$$Q_c^{dez} = [G_{cW} - (G_W^{\phi} + G_W^z)] (t_c^k \cdot c_c^z - 500c_c^z), \text{ ккал/кг клинкера,}$$

где c_c^z и c_c^k — теплоемкости сырья (ккал/кг·град) при температурах — соответственно 500° и t_c^k .

5. Расход сырья на декарбонизацию углекислого кальция и углекислого магния:

$$Q_c^{dek} = (G_{cW} - G_W^{\phi}) \left(\frac{CaO^c \cdot \beta}{56} \cdot 396 + \frac{MgO^c \cdot 0,84}{40} \cdot 195 \right) =$$

$$= (G_{cW} - G_W^{\phi}) (7,08CaO^c \cdot \beta + 4,09MgO^c) \text{ ккал/кг клинкера,}$$

где 396 и 195 — тепловые эффекты декарбонизации, ккал/кг исходного продукта, соответственно $CaCO_3$ и $MgCO_3$.

6. Потери тепла с газами и парами, уходящими из кальцинатора:

$$Q_{o.z.} = [G_{o.z.}^T \cdot x^T \cdot c_2^T + (G_{CO_2}^n + G_{CO_2}^k) \cdot c_{CO_2} +$$

$$+ G_W^z \cdot c_{в.п.} + G_{\theta^{kp}}^n \cdot c_{\theta}] \cdot t_{o.z.} \text{ ккал/кг клинкера,}$$

где c_2^T , c_{CO_2} , $c_{в.п.}$ и c_{θ} — весовые теплоемкости топочных газов, углекислого газа, водяного пара и воздуха при температуре $t_{o.z.}$, ккал/кг·град.

7. Потери тепла с безвозвратным, частично прокаленным уносом пыли

$$Q_{ун}^o = G_{ун} c_{ун} t_{o.z.}, \text{ ккал/кг клинкера.}$$

8. Потери тепла в результате провала сырья через решетку кальцинатора с охлаждением провала от начальной средней температуры сухого сырья до температуры гранул:

$$Q_{np} = (G_{cW} - G_W^{\phi}) \frac{K_{np}}{100} \cdot 0,5 (t_c^k \cdot c_c^z - t_c \cdot c_c) =$$

$$= 0,005K_{np} (G_{cW} - G_W^{\phi}) (t_c^k \cdot c_c^z - t_c \cdot c_c) \text{ ккал/кг клинкера.}$$

9. Потери тепла стенками кальцинатора в окружающую среду, в связи с трудностью аналитического решения задачи,

определяются по практическим данным в долях количества тепла, теряемого с уходящими из кальцинатора газами и парами

$$Q_{a.c.} = m Q_{o.z.}, \text{ ккал/кг клинкера,}$$

где m — коэффициент пропорциональности, который колеблется в пределах от 0,1 до 0,3.

§ 6. Уравнение теплового баланса и коэффициент полезного действия

Уравнение теплового баланса конвейерного кальцинатора имеет вид:

$$\begin{aligned} \sum Q_{\text{прих}} &= \sum Q_{\text{расх}}; \\ Q_{\text{прих}} &= Q_2^{\text{zop}} + Q_c + Q_{\text{ун}}^{\text{zop}} + Q_{\text{ун}}^{\text{рек}} + Q_W^{\text{рек}} + Q_{\text{CO}_2}^{\text{рек}}; \\ Q_{\text{расх}} &= Q_W^{\phi} + Q_c^{\text{yx}} + Q_W^* + Q_c^{\text{дег}} + Q_c^{\text{дек}} + Q_{o.z.} + Q_{\text{ун}}^{o.z.} + \\ &\quad + Q_{\text{np}} + Q_{a.c.} \end{aligned} \quad (97)$$

При оценке тепловой работы кальцинатора важнейшей характеристикой является полезное тепло, представляющее собой сумму:

$$Q_{\text{пол}} = Q_W^{\phi} + Q_c^{\text{yx}} + Q_W^* + Q_c^{\text{дег}} + Q_c^{\text{дек}}. \quad (98)$$

Тепловой коэффициент полезного действия кальцинатора, характеризующий совершенство тепловой работы последнего, есть отношение количества полезного тепла ко всему количеству тепла, внесенного в рабочее пространство:

$$\eta_k = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{прих}} - (Q_{\text{ун}}^{\text{рек}} + Q_W^{\text{рек}} + Q_{\text{CO}_2}^{\text{рек}})}. \quad (99)$$

Решением уравнения теплового баланса может быть найдено требуемое удельное теплосодержание поступающих из печи горячих газов из выражения:

$$J_2^n = \left[\frac{Q_{\text{расх}} - (Q_c W + Q_{\text{ун}}^{\text{zop}} + Q_{\text{ун}}^{\text{рек}} + Q_W^{\text{рек}} + Q_{\text{CO}_2}^{\text{рек}})}{G_{o.z.}^T \cdot x^T + G_{\text{CO}_2}^T} \right] - Z \cdot c_o \cdot t_o, \text{ ккал/кг газов,} \quad (100)$$

где J_2^n — удельное начальное теплосодержание греющих газов, поступающих из печи:

$$J_2^n = c_o \cdot t_o, \text{ ккал/кг газов;}$$

Z — фактор, характеризующий размеры присоса в кальцинатор окружающего воздуха (см. § 2):

$$Z = \frac{\gamma_s}{\gamma_z} \left(\frac{K_{\text{окр}}}{100 - K_{\text{окр}}} \right).$$

При составлении теплового баланса должны быть заранее известны: химический состав сырья, его начальная влажность и температура, а также удельный расход топлива x^T по печному агрегату в целом (печь + кальцинатор), выход топочных газов $G_{o.z.}^T$ и количество топливной золы, присаживающейся к сырью. В расчете должны быть приняты в качестве заданных, в зависимости от конкретных условий, значения нормируемых параметров: $a_{ун} = 3 - 10\%$, $K_{np} = 5 - 25\%$, $K_{ун} = 10 - 30\%$, $K_{окр} = 10 - 40\%$ и $\beta = 0,1 - 0,4$. Конечная температура t_c^k материала, выходящего из кальцинатора, в расчетах обычно задается в пределах $800 - 900^\circ$. Температура газов и паров $t_{o.z.}$, уходящих из кальцинатора, задается при составлении общего теплового баланса печного агрегата, поскольку это необходимо для определения общего удельного расхода топлива (см. гл. 7, § 5, 6).

Наконец, необходимая температура уходящих из печи газов $t_{o.z.}^n$ определяется по найденным значениям I_2^n методом, изложенным в гл. 8, § 2, в результате чего уточняется оптимальный уровень на границе «печь-кальцинатор» через тепло-содержание:

$$I_2^{zop} = \frac{Q_{расх} - (Q_{сw} + Q_{ун}^{zop} + Q_{ун}^{рек} + Q_w^{рек} + Q_{CO_2}^{рек})}{(G_z^n + G_8^{окр})}, \quad \text{ккал/кг газов.} \quad (100, a)$$

§ 7. Геометрические параметры слоя сыпучего (зернистого) материала

Зерновой состав дробленого и гранулированного сырья, а также цементного клинкера характеризуется значительной полидисперсностью. В данном случае характерный линейный размер выражается эквивалентным диаметром зерна $d_{эkv}$, по которому определяется удельная поверхность теплообмена $F_{эkv}$, близкая по своей величине к истинной поверхности полидисперсного материала. При этом, в виде допущения форма зерна принимается шаровидной.

Если считать $G_1, G_2, G_3, \dots, G_n$ известными по ситовому анализу весами отдельных фракций сырья в общей массе (кг) с определенными диаметрами гранул и соответственно им $d_1, d_2, d_3, \dots, d_n$ (м), то средние геометрические параметры сырья могут быть представлены так:

$$d_{эkv} = \frac{G_1 + G_2 + G_3 + \dots + G_n}{\frac{G_1}{d_1} + \frac{G_2}{d_2} + \frac{G_3}{d_3} + \dots + \frac{G_n}{d_n}}, \quad \text{м,} \quad (101)$$

$$F_{\text{эвк}} = \frac{6}{\gamma_{\text{каж}} \cdot d_{\text{эвк}}}, \text{ м}^2/\text{кг}, \quad (102)$$

где $\gamma_{\text{каж}}$ — удельный (кажущийся) вес, т. е. средний вес зерна, деленный на его средний объем, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Средние размеры гранул каждой текущей фракции материала определяются по данным ситового анализа с помощью формулы осреднения:

$$d_i = 2 \frac{\delta_1 \cdot \delta_2}{(\delta_1 + \delta_2)}, \text{ м}, \quad (103)$$

где δ_1 и δ_2 — размеры отверстий верхнего и нижнего сита.

Кроме того, геометрическим параметром является относительный объем пустот в слое сыпучего материала φ , иначе пористость слоя:

$$\varphi = \frac{\gamma_{\text{каж}} - \gamma_0}{\gamma_{\text{каж}}}, \quad (104)$$

где γ_0 — насыпной вес слоя зернистого материала, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Параметр φ используется в качестве аргумента при математическом описании перепада давления газов в сыпучем слое. Величины пористости слоя для различных материалов приводится в табл. 35 [Л. 19] — [Л. 21].

Таблица 35

Относительный объем пустот в сыпучем слое для различных материалов

Наименование материалов	Диаметр зерна d , мм	Относительный объем пустот-пористость сыпучего слоя, долей единиц
Гранулированное цементное сырье	3—10	0,42—0,48
Цементный клинкер	3—50	0,46—0,51
Гравий	40—45	0,38—0,39
Металлургический агломерат	10—30	0,48—0,49
Каменный уголь	5—25	0,46—0,49
Железная руда	0,8—1,1	0,58—0,59
Гипсовые шары	1,6	0,55
Гипсовая крошка	1,2—3,1	0,34—0,39
Металлические шары	1,8—4,9	0,38—0,50

§ 8. Аэродинамическое сопротивление слоя сыпучего (зернистого) материала

Уравнение, описывающее перепад давления газа в слое сыпучего материала, имеет вид:

$$\Delta p_{\text{сл}} = \xi_{\text{сл}} \cdot \frac{w_{\text{сл}}^2}{2g} \cdot \gamma_{\text{г}} \frac{h_{\text{сл}}}{d_{\text{эвк}}}, \text{ мм вод. ст.}, \quad (105)$$

где $w_{с.л.}$, γ_2 и $h_{с.л.}$ — соответственно средняя условная скорость движения газов, отнесенная ко всему сечению засыпки (м/сек), средний удельный вес газов (кг/м³) и толщина слоя (м).

Средние величины уравнения (105) подсчитываются по формулам:

$$w_{с.л.} = w_{вх} \frac{273 + t_{ср}}{273 + t_{вх}}, \text{ м/сек};$$

$$t_{ср} = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2}, \text{ град};$$

$$\gamma_2 = \frac{\gamma_0}{1 + \frac{t_{ср}}{273}}, \text{ кг/м}^3,$$

где $w_{вх}$ — условная скорость газов (на полное сечение засыпки) на входе в слой, м/сек;

$t_{ср}$, $t_{вх}$ и $t_{вых}$ — температуры газов соответственно средняя, на входе и на выходе из слоя, град;

γ_0 — удельный вес газов при нормальных условиях, кг/м³.

Коэффициент аэродинамического сопротивления слоя из любых кусковых тел неправильной формы может быть вычислен по экспериментальной формуле [Л. 22]:

$$\xi_{с.л.} = \frac{1,53}{\varphi^{4,2}} \left(\frac{75}{Re_2} + \frac{15}{\sqrt{Re_2}} + 1 \right) + \Delta \xi_t. \quad (106)$$

Здесь Re_2 — число Рейнольдса, подсчитанное по гидравлическому диаметру наиболее узкого промежутка между зёрнами. Имеет следующую количественную связь с $Re_{с.л.}$, вычисленному по диаметру зерна:

$$Re_2 = \frac{w_{с.л.} \cdot d_2}{f \cdot \nu} = \frac{0,45}{(1 - \varphi) \sqrt{\varphi}} \cdot Re_{с.л.} = \frac{0,45}{(1 - \varphi) \sqrt{\varphi}} \cdot \frac{w_{с.л.} \cdot d_{экв}}{\nu}, \quad (107)$$

где d_2 — гидравлический диаметр элементарной струи газа, проходящей через промежуток между зёрнами:

$$d_2 = 0,423 \frac{\varphi^{1,25}}{(1 - \varphi)} \cdot d_{экв}, \text{ м}, \quad (108)$$

f — просвет слоя (м²/м²), может быть выражен приближенной формулой [Л. 21]:

$$f \approx 0,95 \cdot \varphi^{1,75}, \text{ м}^2/\text{м}^2, \quad (109)$$

ν — средняя кинематическая вязкость газов, м²/сек.

Закон аэродинамического сопротивления сыпучего слоя [формула (106)] для изотермического газового потока один и тот же как в ламинарной, так и в турбулентной области.

Однако при неизотермическом потоке появляется добавочное сопротивление; поэтому коэффициентом $\Delta\xi$ учитывается потеря давления на ускорение (замедление) движения потока вследствие уменьшения (увеличения) его плотности при нагревании (охлаждении):

$$\Delta\xi = 2 \frac{t_{\text{вх}} - t_{\text{вх}}}{273 + t_{\text{cp}}} \quad (110)$$

Численные значения составляющих формулы (106) для $\xi_{\text{с.л}}$ могут находиться по графикам, изображенным на рис. 73, 74 и 75. Кроме того, следует учитывать и качественную характеристику потока в сыпучем слое. Величины сопротивле-

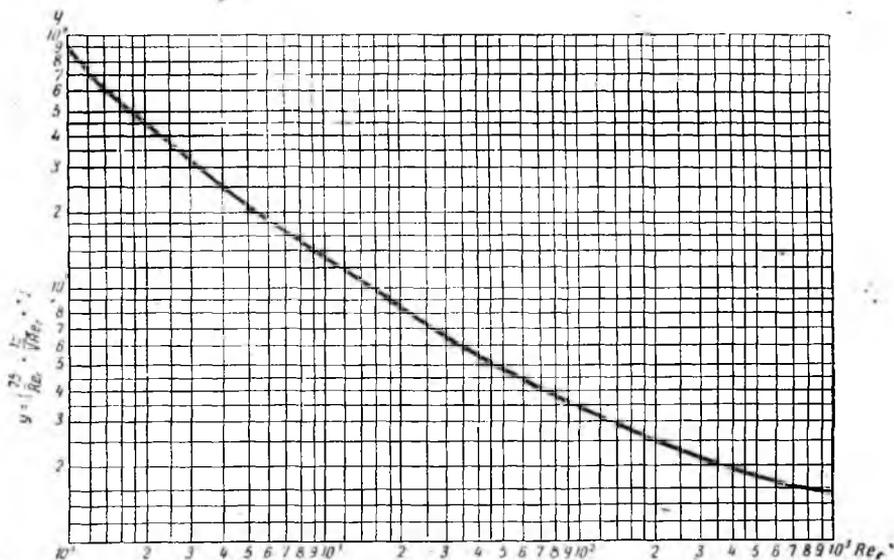


Рис. 73 График функции скорости газового потока, от которой зависит коэффициент аэродинамического сопротивления сыпучего слоя:

$$y = \left(\frac{75}{Re_2} + \frac{15}{\sqrt{Re_2}} + 1 \right)$$

ния практически не зависят от направления газового потока. Переход от ламинарного движения к турбулентному происходит при значительно меньшем Re , чем в случае течения газов в трубах и каналах. Этот переход совершается плавно (без скачков), между ламинарной и турбулентной областями лежит промежуточная (переходная) область с границами $4 < Re < 80$.

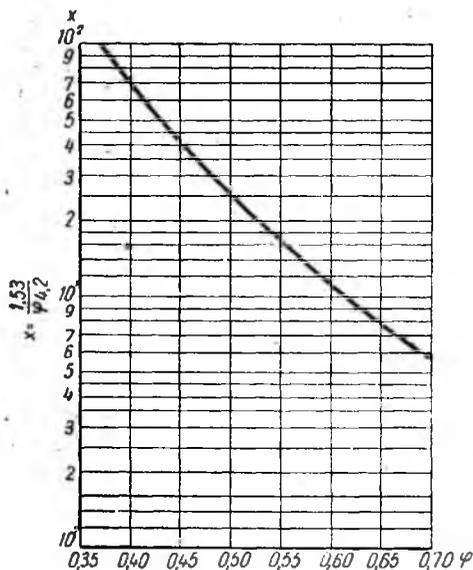


Рис. 74. График функции плогности укладки зерен, от которой зависит коэффициент аэродинамического сопротивления сыпучего слоя:

$$x = \frac{1,53}{\varphi^{4,2}}$$

В сыпучем слое имеет место непостоянство скорости газового потока по сечению засыпки. Данное явление вызывается характером укладки материала (у стенок она иная, чем в середине), т. е. изменением вдоль сечения слоя доли свободного объема засыпки. Опытами установлено, что скорость потока у стенок на 30—70% выше скорости в центральной зоне слоя [Л. 21].

Описанный метод определения аэродинамического сопротивления справедлив применительно к сыпучему слою гранулированного и кускового сырья в конвейерных кальцинаторах и шахтных печах, а также к засыпкам клинкера в холодильниках с движущейся решеткой.

Кальцинаторы и клинкерные холодильники снабжены движущимися решетками, которые следует рассматривать, как местное сопротивление. Природа его такая же, как в случае протекания потока через диафрагму (шайбу): при подходе к отверстиям решетки поток сжимается и протекает через отверстия с повышенной скоростью. В результате возникают потери напора, связанные со сжатием и расширением потока:

$$\Delta p_{\text{реш}} = \zeta_{\text{реш}} \frac{w_{\text{ср}}^2}{2g} \cdot \gamma_2, \text{ мм вод. ст.}, \quad (111)$$

где $w_{\text{ср}}$ — средняя скорость потока, отнесенная ко всей площади решетки, м/сек.

Для случая с утолщенными решетками, когда отношение их толщины к гидравлическому диаметру отверстия $\delta/d_0 > 0,015$, коэффициент аэродинамического сопротивления при

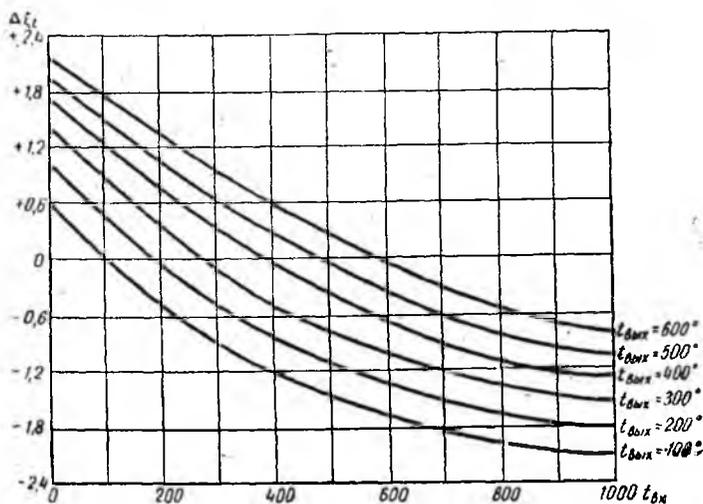


Рис. 75. График добавочного аэродинамического сопротивления сыпучего слоя от изменений температуры:

$$\Delta \zeta_t = f(t_{вх}, t_{вых})$$

$Re_0 < 10^5$, подсчитанному по этому диаметру, может быть выражен экспериментальной формулой [Л. 19]:

$$\zeta_{реш} = [\zeta_w + \varepsilon^{-Re_0} (\zeta_0 - f_0)^2] \frac{1}{f_0^2}.$$

Коэффициент ζ_w зависит от скорости истечения, характеризваемой относительным живым сечением решетки f_0 и числом Рейнольдса Re_0 :

$$f_0 = \frac{F_0}{F_{реш}} \text{ и } Re_0 = \frac{w_0 \cdot d_0}{\nu},$$

где $F_{реш}$ и F_0 — соответственно общая площадь решетки и площадь ее живого сечения;

w_0 — скорость прохождения газов через отверстия решетки, м/сек;

d_0 — гидравлический диаметр отверстия решетки, м;

$$d_0 = 4S_0/\Pi, \text{ м};$$

здесь S_0 — площадь (m^2) и Π — периметр отверстия (м); ε — коэффициент, учитывающий заполнение газовой струей сечения отверстия решетки и зависящий от Re_0 .

Значения ζ_w и ε^{-Re_0} определяются по кривым графика на рис. 76. Коэффициент ζ_0 учитывает влияние живого сечения решетки; величина его находится из выражения:

$$\zeta_0 = 1 + 0,707 \sqrt{1 - f_0}.$$

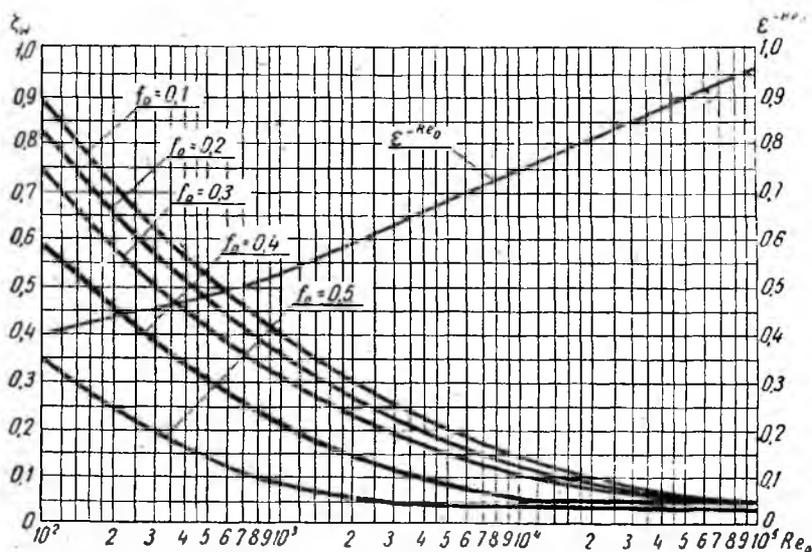


Рис. 76. График функций скорости прохождения газового потока через отверстия и геометрического фактора, от которых зависит коэффициент аэродинамического сопротивления решетки:

$$\zeta_w = f(Re_0) \text{ и } \varepsilon^{-Re_0} = f'(Re_0)$$

Все другие местные сопротивления и сопротивления трения в трубопроводах и каналах определяются по известным зависимостям и номограммам, взятым из справочной литературы, например [Л. 19] и [Л. 23].

§ 9. Теплообмен в слое сыпучего (зернистого) материала

Сыпучий слой с проходящим через него потоком газов (воздуха) является двухфазной средой, где газовая фаза перемешивается. При температурах среды до 1000° роль теплового излучения в сыпучем слое пренебрежимо мала и составляет 3–7% [Л. 21]. В отношении влияния теплопроводности твердой фазы имеются выводы о том, что ею можно пренебречь, если критерий высокоскоростного теплообмена численно больше единицы $N = 1/Bi > 1$, где Bi — критерий Био [Л. 24].

Остается вынужденная конвекция — третий вид теплопередачи, который для сыпучего слоя является основным. Это совместно протекающий процесс, параметры которого зависят преимущественно от конвекции тепла при турбулентном перемешивании потока и в значительно меньшей степени — от теплопроводности слоя вдоль тока газов и теплопроводности в поперечных сечениях слоя (от центра к стенкам).

Общим законом в большинстве экспериментальных работ по теплообмену в сыпучем слое является выражение вида: $Nu = m Re^n$. Так как поверхность теплообмена в сыпучем слое неопределенна, то вместо коэффициента теплоотдачи α_F (ккал/м²·час·град), отнесенного к поверхности $F_{вкв}$, часто употребляют объемный коэффициент теплоотдачи α_V (ккал/м³ × час·град), отнесенный к объему засыпки $V_{сл}$.

Связь между ними такова:

$$Q = F_{вкв} \cdot \alpha_F \cdot \Delta t \cdot \tau = V_{сл} \cdot \alpha_V \cdot \Delta t \cdot \tau, \quad (112)$$

где

$$\alpha_V = \alpha_F \cdot \frac{F_{вкв}}{V_{сл}} = \alpha_F \cdot 6 \frac{1-\varphi}{d_{вкв}}$$

Поэтому

$$Nu_{сл} = \frac{\alpha_F \cdot d_{вкв}}{\lambda_2} = \frac{\alpha_V \cdot d_{вкв}^2}{\lambda_2 6 (1-\varphi)}; \quad Re_{сл} = \frac{w_{сл} \cdot d_{вкв}}{\nu}$$

где λ_2 и ν — средняя теплопроводность (ккал/м·час·град) и средняя кинематическая вязкость газовой фазы (м²/сек).

В табл. 36 приведены найденные экспериментом формулы по теплообмену в сыпучем слое и виды исследуемых материалов неправильной формы [Л. 20], [Л. 21], [Л. 25] и [Л. 26].

Таблица 36

Экспериментальные формулы по теплообмену в сыпучем слое из зерен неправильной формы и виды исследуемых материалов

Исследователи	Исследуемые материалы	Размеры зерен, мм	Пористость	Экспериментальные формулы
К. Фурнас	Железная руда	4—38	0,587	$\alpha_V = \frac{A' \cdot B' \cdot T^{0,3} w^{0,7}}{d_{вкв}^{0,9}}$ <p>T — абсолютная средняя температура материала; A' — зависит от вида материала;</p>
	Железная руда (датская)	5—22	0,625	

Исследователи	Исследуемые материалы	Размеры зерен, мм	Пористость	Экспериментальные формулы
	Кроме того, агломерат, известняк, кокс, уголь и огнеупорный бой	—	—	$B' = 10^{(1,68\varphi - 3,56\varphi^2)}$ w — скорость отнесена к 0° на все сечение
Б. И. Китаев, Ю. Г. Ярошенко, В. Д. Сучков	Железная руда, агломерат, известняк, уголь, антрацит, огнеупорный бой	—	—	$\alpha_V = \frac{A \cdot B \cdot T^{0,3} \cdot w^{0,9}}{d_{экр}^{1,75}}$ $A = 135 \div 170$ $B \approx 0,5$
О. А. Цуханова и Е. А. Шапанина	Железная руда, агломерат, известняк и др.	—	—	$\alpha_V = 12 \frac{T^{0,3} w}{d_{экр}^{1,35}}$
Лофф	Гранит, кальцит, гематит, кокс и др.	—	—	$\alpha_V = C T_2^{0,3} \left(\frac{G_w}{d_{экр}} \right)^{0,7}$ T_2 — средняя абсолютная температура газов G_w — весовая скорость потока на все сечение засыпки ($кг/м^2 \cdot час$) $C = 1,04 \div 1,80$
Р. С. Бернштейн	Дробленый гипс : :	7+12 12+18 18+25	0,43 0,55 0,51	$m = 0,047$ $m = 0,0795$ $m = 0,075$ } $Nu = m Re$
И. М. Федоров	Подмосковный уголь	3+12	0,51+ +0,575	$Nu = 0,23 \cdot Re^{0,863}$
З. Ф. Чуханов и Е. Л. Шапанина	Шамотные частицы и кокс	2+7	0,5+ +0,52	$Nu = 0,24 \cdot Re^{0,863}$
В. Н. Тимофеев	Всевозможные сыпучие материалы	Любые размеры	Любые φ	Для $20 < Re < 200$: $Nu = 0,106 Re$ Для $Re > 200$: $Nu = 0,61 Re^{0,67}$

Рассмотрение табл. 36 показывает, что как исследуемые материалы, так и сами расчетные формулы отличаются друг от друга. Разнообразие засыпок и неодинаковые условия эксперимента влекут за собой различные результаты в оценке теплопередачи. Вместе с тем, формулы И. М. Федорова, З. Ф. Чуханова и Е. А. Шапатиной по сравнению с другими формулами для наших условий обеспечивают больший расчетный запас. Они могут быть рекомендованы для расчета теплопередачи в сыпучем слое, где наибольшие температуры материала не превышают 1000—1100°. Для области более высоких температур приемлема формула Б. И. Китаева, Ю. Г. Ярошенко и В. Д. Сучкова.

Итак, теплообмен в конвейерных кальцинаторах, клинкерных холодильниках с движущейся или вибрирующей решеткой и в подготовительных зонах шахтных печей может определяться по формулам:

$$\text{а) для области } Re_{ca} \leq 160 \quad (113)$$

$$Nu = 0,23 Re_{ca}^{0,863},$$

$$\alpha_F = 0,23 \frac{\lambda_z}{d_{эка}} \cdot Re_{ca}^{0,863}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град};$$

$$\text{б) для области } Re_{ca} \geq 160 \quad (114)$$

$$Nu = 0,24 \cdot Re_{ca}^{0,83},$$

$$\alpha_F = 0,24 \cdot \frac{\lambda_z}{d_{эка}} \cdot Re_{ca}^{0,83}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}.$$

Для расчета теплопередачи в высокотемпературных зонах шахтных печей применима формула:

$$\alpha_V = A \cdot B \frac{w^{0,9} \cdot T^{0,3}}{d_{эка}^{0,75}}, \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{час} \cdot \text{град}, \quad (115)$$

где w и T — условная скорость прохождения газов через полное сечение слоя, отнесенная к 0° (м/сек) и средняя абсолютная температура куска материала у его поверхности (°K);

A — коэффициент, зависящий от вида материала *,
 B — коэффициент, учитывающий влияние мелочи шихты (при наличии ее 20%, $B \approx 0,5$); точная связь этого коэффициента с содержанием мелочи еще не установлена.

* Для различных материалов значения A составляют: железная руда — 160; агломерат — 150; известняк — 166; кокс и битуминозный уголь — 170; антрацит — 140; шамотный бой — 135; динасовый бой — 150 и бой магнезитового кирпича — 180.

§ 10. Определение габаритов решетки, скорости ее движения и толщины слоя материала в конвейерных кальцинаторах

В современной практике применяются преимущественно кальцинаторы с двухступенчатым просасыванием газов через слой гранулированного сырья. Для данной тепловой схемы проектный расчет ведется в следующей последовательности:

1. Ширина решетки кальцинатора выбирается по типовым конструкциям (данным каталога) так, чтобы она примерно равнялась внутреннему диаметру печи D_0 в ее загрузочной части

$$B_{реш} = (0,8 \div 1,2) D_0, \text{ м.}$$

2. Температура газов и материала на границе горячей и холодной секции — соответственно t'_2 и t'_c (град) — по данным теплового баланса [§ 6, уравнения (97—100)] могут быть вычислены по формулам:

$$t'_2 = t_{0.2} \cdot [(1 + m') + \frac{Q_W^\phi + nQ_c^{сух}}{Q_{0.2}}] \text{ град,} \quad (116)$$

$$t'_c = \frac{n \cdot Q_c^{сух}}{(G_{св} - G_W^\phi) c_c}, \text{ град,} \quad (116, a)$$

где n — коэффициент пропорциональности ($n = 0,2 \div 0,6$);

Q_W^ϕ , $Q_c^{сух}$ и $Q_{0.2}$ — соответственно энтальпия водяного пара физической влаги сырья, расход тепла на подогрев сухой сырьевой смеси и потери тепла с газами и парами, уходящими из кальцинатора, (ккал/кг клинкера);

$G_{св}$, G_W^ϕ , c_c — соответственно расход гранулированной сырьевой смеси, выход физической влаги сырья (кг/кг клинкера) и теплоемкость сухого сырья при его начальной температуре (ккал/кг·град);

m' — коэффициент, учитывающий потери тепла в окружающую среду холодной секцией кальцинатора ($m' = 0,05 \div 0,1$).

3. Площадь активной части решетки кальцинатора определяется по заданной средней скорости прохождения газов через слой по секциям, исходя из данных материального баланса (§ 2 и 3):

а) для горячей секции:

$$S_{гор}^{реш} = \frac{G}{3600 \cdot \omega_{с.г}^{гор}} \left[\frac{G_2^n}{\gamma_2} + \frac{G_s^{окр}}{\gamma_s} + 0,5 \left(\frac{G_{CO_2}^x}{\gamma_{CO_2}} + \frac{G_W^i}{\gamma_{в.п.}} \right) \right] \times$$

$$\times 0,5 \left(\frac{T_2^{zop} + T_2'}{273} \right), \text{ м}^2; \quad (117)$$

б) для холодной секции

$$S_{реш}^{xoa} = \frac{G}{3600 \cdot w_{ca}^{xoa}} \left(\frac{G_2^n}{\gamma_2} + \frac{G_a^{okp}}{\gamma_a} + \frac{G_{CO_2}^k}{\gamma_{CO_2}} + \frac{G'_w}{\gamma_{a.п.}} + 0,5 \frac{G_w^{\phi}}{\gamma_{a.п.}} \right) \times \\ \times 0,5 \left(\frac{T_2' + T_{o.з.}}{273} \right), \text{ м}^2, \quad (118)$$

где G — производительность печи, кг клинкера/час;
 $\gamma_2, \gamma_a, \gamma_{CO_2}$ и $\gamma_{a.п.}$ — удельные веса газов и паров, отнесенные к нормальным условиям: соответственно газов и паров, выходящих из печи, воздуха, углекислого газа и водяных паров, кг/м³;
 T_2^{zop}, T_2' и $T_{o.з.}$ — абсолютные температуры газового потока на входе в кальцинатор, на границе между секциями и на выходе из кальцинатора, °К;
 w_{ca}^{zop} и w_{ca}^{xoa} — средние скорости газового потока, отнесенные к площади решетки кальцинатора — соответственно в горячей и холодной секциях, м/сек. Эти параметры в расчетах нормируются в пределах: $w_{ca}^{zop} = 1 \div 2$ м/сек и $w_{ca}^{xoa} = 0,5 \div 1,5$ м/сек.

Общая площадь активной части решетки кальцинатора представляется суммой:

$$S_{реш} = S_{реш}^{zop} + S_{реш}^{xoa}, \text{ м}^2. \quad (119)$$

4. В соответствии с предыдущим, длина активной части решетки кальцинатора составляет:

$$\text{в горячей секции } L_{реш}^{zop} = \frac{S_{реш}^{zop}}{B_{реш}}, \text{ м}, \quad (120)$$

$$\text{в холодной секции } L_{реш}^{xoa} = \frac{S_{реш}^{xoa}}{B_{реш}}, \text{ м}, \quad (121)$$

$$\text{общая длина } L_{реш} = L_{реш}^{zop} + L_{реш}^{xoa}, \text{ м}. \quad (122)$$

5. Средняя разность температур газов и материала (температурный напор) в каждой секции кальцинатора вычисляется применительно к тепловой схеме с двухкратно перекрестным током при общем противотоке, когда греющая среда (газовый поток) перемешивается между секциями, а нагреваемая среда (материал) — нет (рис. 77).

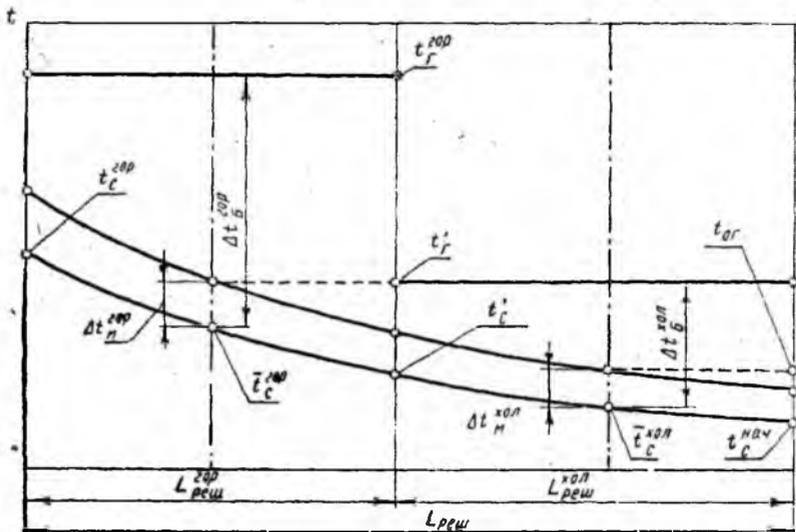


Рис. 77. Схема температурных перепадов в конвейерном кальцинаторе

Расчетные формулы для этого случая имеют вид [Л. 25]:
 а) для горячей секции:

$$\Delta t^{zop} = \psi_1 \cdot \frac{\Delta t_1^{zop} - \Delta t_2^{zop}}{\ln \frac{\Delta t_1^{zop}}{\Delta t_2^{zop}}} = \psi_1 \cdot \frac{t_2^{zop} - t_2'}{\ln \frac{t_2^{zop} - t_c^{zop}}{t' - t_c^{zop}}}, \text{ град}; \quad (123)$$

б) для холодной секции

$$\Delta t^{xoa} = \psi_2 \cdot \frac{\Delta t_1^{xoa} - \Delta t_2^{xoa}}{\ln \frac{\Delta t_1^{xoa}}{\Delta t_2^{xoa}}} = \psi_2 \cdot \frac{t_2' - t_{o.z.}}{\ln \frac{t_2' - t_c^{xoa}}{t_{o.z.} - t_c^{xoa}}}, \text{ град}. \quad (124)$$

Здесь Δt_1^{zop} и t_1^{xoa} — наибольшие температурные напоры в горячей и холодной секциях кальцинатора:

$$\Delta t_1^{zop} = t_2^{zop} - 0,5 (t_c^k + t_c') = (t_2^{zop} - t_c^{zop}), \text{ град и}$$

$$\Delta t_1^{xoa} = t_2' - 0,5 (t_c' + t_c) = (t_2' - t_c^{xoa}), \text{ град.}$$

Δt_2^{zop} и Δt_2^{xoa} — наименьшие температурные напоры в горячей и холодной секциях:

$$\Delta t_2^{zop} = t_2' - 0,5 (t_c^k + t_c') = (t_2' - t_c^{zop}), \text{ град и}$$

$$\Delta t_2^{xoa} = t_{o.z.} - 0,5 (t_c' - t_{o.z.}) = (t_{o.z.} - t_c^{xoa}), \text{ град.}$$

t_2^{2op} , t_2' и $t_{o.z.}$ — средние температуры газового потока соответственно на входе в кальцинатор, на границе между секциями и на выходе из кальцинатора, град;

t_c , t_c' и t_c^k — средние температуры сырьевой смеси соответственно на входе в кальцинатор, на границе между секциями и на выходе из кальцинатора, град;

t_c^{2op} и t_c^{xoa} — усредненные температуры сырьевой смеси в горячей и холодной секциях кальцинатора, град.

Коэффициенты ψ_1 — для горячей секции и ψ_2 — для холодной секции определяются как функции вспомогательных параметров:

$$\psi_1 = f_1(p_1, R_1) \text{ и } \psi_2 = f_2(p_2, R_2), \text{ где}$$

$$p_1 = \frac{t_c^k - t_c'}{t_2^{2op} - t_c'}; \quad p_2 = \frac{t_c' - t_c}{t_2' - t_c},$$

$$R_1 = \frac{t_2^{2op} - t_2'}{t_c^k - t_c'}; \quad R_2 = \frac{t_2' - t_{o.z.}}{t_c' - t_c}.$$

Значения ψ_1 и ψ_2 по найденным параметрам p_1 , p_2 , R_1 и R_2 определяются кривыми, представленными на рис. 78.

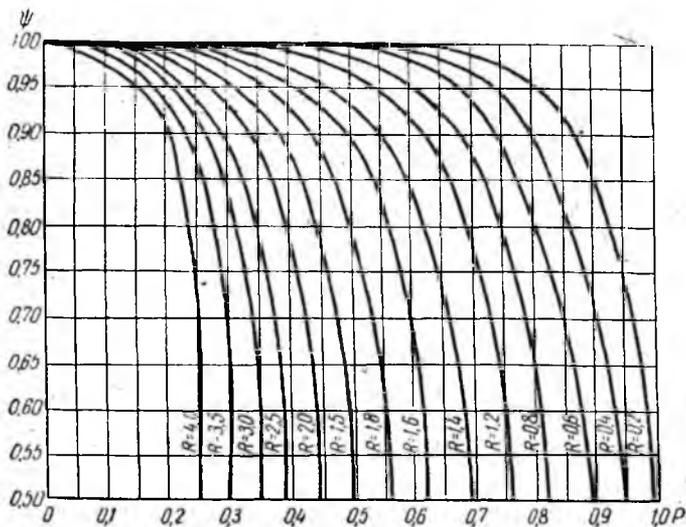


Рис. 78. График величин коэффициента ψ , участвующего в подсчете температурного напора для теплоутилизатора с перекрестным током (газовая среда перемешивается, материал — нет)

6. Необходимая продолжительность тепловой обработки материала в кальцинаторе (по секциям) выясняется по данным теплового баланса (§ 4, 5 и 6), по известным геометрическим параметрам слоя (§ 7) и на основе законов теплопередачи (§ 9). Совместное рассмотрение перечисленных факторов приводит к расчетным формулам, учитывающим запас порядка 1,3 + 1,5:

а) для горячей секции:

$$\tau_{гор} = \left[\frac{Q_{пол} - (Q_W^{\phi} + nQ_c^{cyx})}{G_{сw} \cdot F_{эkv} \cdot \alpha_F^{гор} \cdot \Delta t^{гор}} \right], \text{ час}; \quad (125)$$

б) для холодной секции:

$$\tau_{хол} = \left(\frac{Q_W^{\phi} + nQ_c^{cyx}}{G_{сw} \cdot F_{эkv} \cdot \alpha_F^{хол} \cdot \Delta t^{хол}} \right), \text{ час}. \quad (125, a)$$

Так как длины решетки в каждой секции уже известны, то при определении общей продолжительности процесса τ (час) следует учесть условия сплошности потока материала ($\tau_1 \cdot L_2 = \tau_2 \cdot L_1$), в связи с чем расчетная формула получает вид:

$$\tau = \tau_{max} \left(1 + \frac{L}{L_{max}} \right), \text{ час}. \quad (126)$$

Здесь τ_{max} — максимальная продолжительность, равная наибольшему значению расчетного времени, полученному по формулам (125) и (125a), соответственно для $\tau_{гор}$ или для $\tau_{хол}$, час;

L_{max} и L — длины решетки соответственно в секции, где полученное время по расчету оказалось максимальным, и в другой секции, м.

$F_{эkv}$ — удельная эквивалентная поверхность, m^2/kg гранул [§ 7, формула (102)];

$\alpha_F^{гор}$ и $\alpha_F^{хол}$ — коэффициенты теплоотдачи в сыпучем слое соответственно в горячей и холодной секциях кальцинатора [§ 9, формулы (113) или (114)], $ккал/m^2 \cdot час \cdot град$;

n — коэффициент пропорциональности ($n = 0,2 - 0,6$).

7. Исходя из условий сплошности потока материала на решетке кальцинатора, необходимая толщина слоя должна быть равна отношению:

$$h_{сл} = \frac{G \cdot G_{сw}}{60 \cdot \gamma_0 \cdot B_{реш} \cdot \omega_{реш}}, \text{ м},$$

где γ_0 — насыпной вес гранулированной сырьевой смеси (гл. 2, § 1, табл. 7 и гл. 11, § 7); по практическим данным колеблется в пределах от 1000 до 1200 $кг/m^3$.

Скорость движения решетки $w_{реш}$ может быть выражена частным от деления длины пути на время:

$$w_{реш} = \frac{L_{реш}}{60 \cdot \tau} \text{ м/мин.}$$

Тогда выражение для $h_{сл}$ преобразуется в расчетную формулу:

$$h_{сл} = \frac{G \cdot G_{св} \cdot \tau}{\gamma_0 S_{реш}} \text{ , м} \quad (127)$$

8. Аэродинамическое сопротивление сыпучего слоя материала толщиной $h_{сл}$, сопротивление решетки и местные сопротивления для каждой секции кальцинатора определяются по методу, описанному выше [§ 8, формулы (105)—(111)]. На основе результатов расчета, по данным каталога (справочника) выбираются дымососы требуемой характеристики.

Глава 12

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЦИКЛОННЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

§ 1. Назначение и метод расчета

Два случая теплового расчета циклонных теплообменников (расчет при проектировании и поверочный расчет) имеют те же цели, что и для конвейерных кальцинаторов.

Схема материальных и тепловых потоков аналогична той, которая показана в предыдущей главе на рис. 68, применительно к конвейерным кальцинаторам. Поэтому сходствен и метод составления материального и теплового балансов с принятыми ранее (гл. 11, § 1) допущениями. В данном случае выпадает параметр, характеризующий провал сырья через решетку ($K_{пр} = 0$). Величины других нормируемых параметров, в зависимости от конкретных условий, выбираются примерно в следующих пределах: по пылеуносу — $K_{ун}^{пол} = 15 \div 25\%$, $K_{ун}^{зоп} = 15 \div 30\%$, по присосу воздуха — $K_{окр} = 10 \div 20\%$, по декарбонизации сырья $\beta = 0,1 - 0,3$, по температурам $t_c^H = 700 - 850^\circ$ и $t_{o.z.} = 250 - 300^\circ$.

§ 2. Структура материального и теплового балансов

Структура материального и теплового балансов циклонных теплообменников приведена в табл. 37 и 38 (обозначения аналогичны гл. 11, § 2, 3, 4, 5 и 6).

Структура материального баланса циклонных теплообменников

Расходные статьи	Приходные статьи
<p>1. Расход загружаемого сырья:</p> $G_{cW} = \left(\frac{100 - a \cdot A^p \cdot x^T}{100 - \text{ППП}^c} \right) \times$ $\times \frac{100}{(100 - a_{yH})} \frac{100}{(100 - W_c)}$	<p>1. Выход физической влаги сырья</p> $G_W^{\phi} = G_{cW} \cdot \frac{W_c}{100}$
<p>2. Расход горячих газов (из печи)</p> $G_2^{zop} = G_{o.z.}^T \cdot x^T + G_{CO_2}^n$	<p>2. Выход химически связанной влаги сырья</p> $G_W^z = 0,18 \left(\frac{100 - a \cdot A^p \cdot x^T}{100 - \text{ППП}^c} \right) \times$ $\times \left[\frac{100 \cdot Al_2O_3^c}{(100 - a_{yH}) 54} \right]$
<p>3. Расход горячей пыли, выносимой из печи</p> $G_{yH}^{zop} = \frac{(100 - a \cdot A^p \cdot x^T) K_{yH}^{zop}}{(100 - \text{ППП}^c)(100 - K_{yH}^{zop})} +$ $+ \frac{(1 - a) \cdot A^p \cdot x^T}{100}$	<p>3. Выход технологического углекислого газа в циклонных теплообменниках:</p> $G_{CO_2}^u = 0,44 \left(\frac{100 - a \cdot A^p \cdot x^T}{100 - \text{ППП}^c} \right) \times$ $\times \left(\frac{100}{100 - a_{yH}} \right) \left(\frac{CaO^c}{56} + \frac{MgO^c}{40} \right)$
<p>4. Присос окружающего воздуха в циклонные теплообменники:</p> $G_8^{okp} = G_2^{zop} \cdot \frac{\gamma_8}{\gamma_2} \left(\frac{K_{okp}}{100 - K_{okp}} \right)$	<p>4. Безвозвратный унос твердых продуктов из циклонных теплообменников:</p> $G_{yH}^c = \frac{a_{yH}}{100} \left[\left(\frac{100 - a \cdot A^p \cdot x^T}{100 - \text{ППП}^c} \right) \times \right.$ $\left. \times \left(\frac{100}{100 - a_{yH}} \right) - (G_W^z + G_{CO_2}^u) \right]$
	<p>5. Выход отработанных газов, пришедших в циклонные теплообменники из печи и за счет присоса окружающего воздуха:</p> $G_2^{xol} = G_{o.z.}^T \cdot x^T + G_{CO_2}^n + G_8^{okp}$
	<p>6. Выход в печь подогретого материала из циклонных теплообменников</p> $G_c^{zop} = (G_{cW} - G_{yH}) -$ $- (G_W^{\phi} + G_W^z + G_{CO_2}^u + G_{yH}^{xol})$

Расходные статьи	Приходные статьи
$G_{расх} = G_{cW} + G_2^{2op} + G_{ун}^{2op} + G_8^{okp}$	$G_{прих} = G_W^\phi + G_W^2 + G_{CO_2}^H + G_{ун} + G_2^{xol} + G_c^{2op}$

Таблица 38

Структура теплового баланса циклонных теплообменников
(ккал/кг клинкера)

Приходные статьи	Расходные статьи
<p>1. Теплосодержание горячих газов, поступающих из печи (с учетом присоса окружающего воздуха):</p> $Q_2^{2op} = (G_{o.z.}^T \cdot x^T \cdot c_{o.z.} + G_{CO_2}^H \cdot c_{CO_2}) \times t_{o.z.}^n + G_8^{okp} \cdot c_8 \cdot t_8$	<p>1. Расход тепла на испарение физической влаги сырья:</p> $Q_W^\phi = G_W^\phi (597 + 0,47t_{o.z.})$
<p>2. Теплосодержание загружаемого сырья:</p> $Q_c = [G_W^\phi + (G_{cW} - G_W^\phi)] c_c \cdot t_c$	<p>2. Расход тепла на подогрев сухого сырья до 500°</p> $Q_c^{yx} = (G_{cW} - G_W^\phi) (500 \cdot c'_c - t_c \cdot c_c)$
<p>3. Теплоиспользование в результате циркуляции горячей пыли «печь-циклонные теплообменники»:</p> $Q_{ун}^{2op} = G_{ун}^{2op} (t_2^n \cdot c'_{ун} - t_c^u \cdot c''_{ун})$	<p>3. Расход тепла на дегидратацию каолинита:</p> $Q_W^2 = 1565 \cdot G_W^2$
<p>4. Рекуперация тепла в результате циркуляции внутри теплообменников безвозвратного уноса</p> $Q_{ун}^{pek} = G_{ун}^c \cdot 0,5 (t_c^u \cdot c''_{ун} - t_{o.z.} \cdot c_{ун})$	<p>4. Расход тепла на подогрев дегидратированного сырья от 500° до конечной температуры</p> $Q_c^{dez} = [G_{cW} - (G_W^\phi + G_W^2)] \times (t_c^u \cdot c'' - 500c'_c)$
<p>5. Рекуперация тепла за счет химически связанной влаги сырья:</p> $Q_W^{pek} = G_W^2 (232 - 0,47t_{o.z.})$	<p>5. Расход тепла на декарбонизацию CaCO₃ и MgCO₃</p> $Q_c^{dek} = (G_{cW} - G_W^\phi) (7,08CaO^{c\beta} + 4,09MgO^c)$
<p>6. Рекуперация тепла за счет технологического углекислого газа:</p> $Q_{CO_2}^{pek} = G_{CO_2}^H (0,26t_c^u - 0,22t_{o.z.})$	<p>6. Потери тепла с газами и парами, покидающими циклонные теплообменники:</p> $Q_{o.z.} = [(G_{o.z.}^T \cdot x^T \cdot c_{o.z.}^T + (G_{CO_2}^H + G_{CO_2}^H) \cdot c_{CO_2} + G_W^2 \cdot c_{o.n.} + G_8^{okp} c_8] t_{o.z.}$

Приходные статьи	Расходные статьи
	7. Потери тепла с безвозвратным уносом твердых продуктов: $Q_{ун}^{o.z.} = G_{ун} \cdot c_{ун} (t_{o.z.} - \eta_{ун} \cdot t_{ун}^{возв}),$ где $\eta_{ун}$ и $t_{ун}^{возв}$ — к. п. д. пылеосадителя и температура возвращаемого уноса, град 8. Потери тепла стенками циклонных теплообменников в окружающую среду: $Q_{o.c.} = m \cdot Q_{o.z.},$ где $m = 0,3 \div 0,5$
$Q_{прих} = Q_2^{zop} + Q_c + Q_{ун}^z + Q_{ун}^{рек} + Q_W^{рек} + Q_{CO_2}^{рек}$	$Q_{расх} = Q_W^ф + Q_c^{сух} + Q_W^z + Q_c^{deg} + Q_c^{дек} + Q_{o.z.} + Q_{ун}^{o.z.} + Q_{o.c.}$

Полезный расход тепла в циклонных теплообменниках:

$$Q_{пол} = Q_W^ф + Q_c^{сух} + Q_W^z + Q_c^{deg} + Q_c^{дек}, \text{ ккал/кг клинкера.}$$

Тепловой коэффициент полезного действия циклонной установки:

$$\eta_{цТ} = \frac{Q_{пол}}{Q_{прих} - (Q_{ун}^{рек} + Q_W^{рек} + Q_{CO_2}^{рек})} \quad (128)$$

Необходимое удельное теплосодержание горячих газов, поступающих в циклонные теплообменники из печи:

$$I_2^n = \left[\frac{Q_{расх} - (Q_c + Q_{ун}^{zop} + Q_{ун}^{рек} + Q_W^{рек} + Q_{CO_2}^{рек})}{G_{o.z.}^T \cdot x^T + G_{CO_2}^n} \right] - Zc_s t_s, \text{ ккал/кг газов,} \quad (129)$$

где $I_2^n = c_2^n \cdot t_2^n$, ккал/кг газов,

$$Z = \frac{\gamma_s}{\gamma_2} \left(\frac{K_{окр}}{100 - K_{окр}} \right).$$

Теплосодержание горячих газов с учетом присоса воздуха:

$$I_2^{zop} = \frac{Q_{расх} - (Q_c + Q_{ун}^{zop} + Q_{ун}^{рек} + Q_W^{рек} + Q_{CO_2}^{рек})}{G_2^n + G_{окр}^n}, \text{ ккал/кг газов,}$$

где

$$I_2^{zop} = c_2 \cdot t_2^{zop}.$$

Решение уравнения (129) с определением температур t_1 и $t_2^{гор}$ ведется методом, изложенным в гл. 8, § 2.

§ 3. Аэродинамика циклонов

Запыленный газ, подведенный по касательной в цилиндрическую часть циклона, делает несколько спиралей вдоль периметра аппарата, затем, описывая малые спирали, выходит вверх по центральной трубе. Пыль оседает на цилиндрической стенке, падает в конусообразную нижнюю часть циклона и через нее выгружается.

Действующие на пылинку центробежные силы (произведение массы на центробежное ускорение) уравновешиваются сопротивлением среды (закон Стокса). Количественное решение задачи обычно ведется с использованием опытных данных и с некоторыми допущениями. Если принять окружную скорость закрученного в циклоне потока постоянной по всей его толщине и равной разности радиусов цилиндра и центральной трубы циклона ($R - r$), а радиус спирали — равным радиусу цилиндра, то минимальный размер пылинок d_{min} , которые могут быть уловлены, определится зависимостью:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{9 \cdot \mu \cdot g (R - r)}{n \cdot m \cdot \omega_0 \cdot \gamma_{тв}}}, \text{ м}, \quad (130)$$

где μ — средняя динамическая вязкость газа, $кг \cdot сек/м^2$;
 R и r — радиусы цилиндра и центральной трубы циклона, $м$;
 ω_0 — средняя окружная скорость закрученного потока, $м/сек$;
 $\gamma_{тв}$ — кажущийся удельный вес пылинки (вес разделенный на объем), $кг/м^3$;
 n — число витков спирали траектории пылинки;

$$g = 9,81 \text{ м/сек}^2 \text{ и } \pi = 3,14.$$

Для обычных циклонов шаг витка нисходящего спирального пути пылинок пропорционален диаметру цилиндра D_4 и колеблется в пределах $S_{вит} = (0,2 \div 0,3) D_4$. При высоте цилиндрической части циклонного теплообменника $h_4 \approx 0,6 \cdot D_4$, число витков спирали траектории пылинки будет порядка $n = 2 \div 3$, что согласуется с другими литературными данными [Л. 20].

Не следует, однако, думать, что пылинки размерами меньше d_{min} , согласно формуле (130), не будут вообще задерживаться в циклоне. Они будут улавливаться частично, вследствие агломерации пыли вблизи от стенки циклона. Поэтому к. п. д. циклона по пылеулавливанию может быть выражен неравенством:

$$\eta \geq 1 - x, \quad (131)$$

где x — относительное содержание мельчайшей пыли диаметром менее d_{\min} во всей внесенной пыли, долей единиц.

Скорость движения газового потока в подводящих к циклону и выходных газоходах зависит от скорости витания пылинок. Руководствуясь общими законами витания твердых частиц в газовом потоке (см. гл. 2, § 2) и учитывая, что для нашего случая $(\gamma_{T_0} - \gamma_2) : \gamma_{T_0} \rightarrow 1$, расчетная скорость движения газового потока определяется формулами:

а) для ламинарного и переходного режима ($Re < 1000$): скорость в подводящих газоходах и на входе в циклон:

$$w_{ax} = 0,22 \cdot d_{\max} \sqrt[3]{\left(\frac{\gamma_{T_0}}{\rho_2}\right)^2 \frac{1}{\nu_2}} \cdot K_w, \text{ м/сек}; \quad (132)$$

скорость в выходных газоходах и на выходе из циклона:

$$w_{вых} = 0,22 \cdot d_{\min} \sqrt[3]{\left(\frac{\gamma_{T_0}}{\rho_2}\right)^2 \frac{1}{\nu_2}} \cdot K_w, \text{ м/сек}; \quad (133)$$

соотношение скоростей:

$$W_{лам} = \frac{w_{ax}}{w_{вых}} = \frac{d_{\max}}{d_{\min}} \sqrt[3]{\left(\frac{\rho_2''}{\rho_2}\right)^2 \frac{\nu_2'}{\nu_2}};$$

б) для турбулентного режима ($Re > 1000$): скорость в подводящих газоходах и на входе в циклон:

$$w_{ax} = 1,67 \sqrt{d_{\max} \frac{\gamma_{T_0}}{\rho_2}} \cdot K_w, \text{ м/сек}; \quad (134)$$

скорость в выходных газоходах и на выходе из циклона:

$$w_{вых} = 1,67 \sqrt{d_{\min} \cdot \frac{\gamma_{T_0}}{\rho_2}} \cdot K_w, \text{ м/сек}; \quad (135)$$

соотношение скоростей

$$W_{тур} = \frac{w_{ax}}{w_{вых}} = \sqrt{\frac{d_{\max}}{d_{\min}} \cdot \frac{\rho_2''}{\rho_2}}.$$

Здесь d_{\max} и d_{\min} — максимальные и минимальные размеры пылинок на входе в циклон, м;

ρ_2' , ν_2' и ρ_2'' , ν_2'' — плотность газового потока ($\text{кг}\cdot\text{сек}^2/\text{м}^4$) и его кинематическая вязкость ($\text{м}^2/\text{сек}$) соответственно на входе в циклон и на выходе из циклона;

K_w — коэффициент запаса, учитывающий конфигурацию газопроводов и др. особенности установки ($K_w \approx 1,5 - 3,0$).

Для работы циклонных теплообменников типичен ламинарный и переходной режим ($Re < 1000$). При расчете процесса сушки угля, гранулированного шлака и др. крупнозернистых материалов в сушильных трубах и циклонах (во взвешенном состоянии) характерен турбулентный режим ($Re > 1000$).

Уравнение, описывающее перепад давления газа в циклоне, имеет вид:

$$\Delta P_{\text{ц}} = \zeta_{\text{ц}} \cdot \frac{w_{\text{вх}}^2}{2g} \cdot \gamma_2 (1 + x), \text{ мм вод. ст.}, \quad (136)$$

где γ_2 и x — удельный вес газов (кг/м^3) и весовая концентрация пыли в газовом потоке (кг пыли/кг газа) на входе в циклон.

Коэффициент аэродинамического сопротивления циклона $\zeta_{\text{ц}}$ отнесен к скорости $w_{\text{вх}}$. Значения его зависят в основном от конструкции циклона и изменяются в значительных пределах*.

Пропускная способность циклона зависит от аэродинамического сопротивления $\Delta P_{\text{ц}}$. Поэтому при определении габаритов циклона за основу берется уравнение (136) и расчетные формулы (132) — (135), в результате чего нормируемые сечения циклона находятся из соотношений:

1) сечение прямоугольного входного отверстия ($S_{\text{вх}} = a \cdot b, \text{ м}^2$, где a — горизонтальная и b — вертикальная стороны сечения, м ; $a/b = 0,5 \div 0,6$):

$$S_{\text{вх}} = \frac{V_{\text{вх}}}{w_{\text{вх}}}, \text{ м}^2; \quad (137)$$

2) диаметр выходной вертикальной трубы:

$$d_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{V_{\text{вых}}}{w_{\text{вых}}}}, \text{ м}; \quad (138)$$

3) диаметр цилиндрической части циклона:

$$D_{\text{ц}} = \sqrt{\left(\frac{4V_{\text{вх}}}{\pi \cdot K_{\text{вх}}} \right)^2 \frac{\zeta_{\text{ц}} \cdot \gamma_2 (1 + x)}{2g \Delta P_{\text{ц}}}}, \text{ м}. \quad (139)$$

Здесь $V_{\text{вх}}$ и $V_{\text{вых}}$ — расход газов на входе в циклон и на выходе из него, $\text{м}^3/\text{сек}$;

$K_{\text{вх}}$ — геометрический параметр, характеризующий условия ввода газа (отношение площади входного отверстия к по-

* Для стандартных пылесадительных циклонов [Л. 19] $\zeta_{\text{ц}} \approx 7$, типа СИОТ — $\zeta_{\text{ц}} \approx 4,2$, типа ЛИОТ — $\zeta_{\text{ц}} \approx 2,8$, типа НИИОГАЗ $\zeta_{\text{ц}} \approx 2,7 \div 4,8$.

речному сечению циклона $K_{ax} = S_{ax} : \frac{\pi}{4} \cdot D_c^2$, величины его, согласно нормам для обычных циклонов и ЛИОТ $K_{ax} = 0,09 \div 0,11$; для циклонов НИИОГАЗ $K_{ax} = 0,20 \div 0,22$.

Сопротивления трения и местные сопротивления в подводящих и выходных газоходах вычисляются по известным зависимостям и номограммам, взятым из справочной литературы [Л. 19] и [Л. 23].

§ 4. Теплообмен во взвешенном состоянии

Если твердые частицы движутся в потоке газов, то для определения коэффициента теплоотдачи пока еще нет надежных методов. Естественно, отсутствует и надежный метод теплового расчета циклонных теплообменников. К тому же он связан с серьезными трудностями, вызванными нестабильностью скорости потока и поверхности теплопередачи (измельчение или агломерация пыли), а также пульсацией времени процесса нагрева. Преодоление этих трудностей невозможно без ряда упрощений и условных приемов.

Экспериментальные работы в области теплообмена в условиях, приближающихся к взвешенному состоянию твердых частиц в газовом потоке, проводились советскими и иностранными исследователями [Л. 28]. Предложенные ими формулы и условия опытов приводятся в табл. 39.

Таблица 39

Экспериментальные формулы по теплообмену для условий, приближающихся ко взвешенному состоянию, и условия проведения опытов

Исследователи	Условия опытов	Пределы изменения определяющего критерия	Экспериментальные формулы
Ляховский	Теплопередача от воздуха к шарам	$1,5 \cdot 10^2 < Re < 3 \cdot 10^4$	$Nu = 0,62 Re^{0,5}$
Лойцянский и Шваб	То же	$3,5 \cdot 10^4 < Re < 3 \cdot 10^5$	$Nu = 0,216 Re^{0,62}$
Вырубов	Поглощение аммиака фосфорной кислотой	$200 < Re < 3000$	$Nu = 0,54 Re^{0,5}$
Кацнельсон и Тимофеева	По скорости растворения в воде свободно падающих шариков	$12 < Re < 3200$	$Nu = 0,68 Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33}$
Крамерс	Теплопередача	$12 < Re < 2100$	$Nu = 2 + 1,3 Pr^{0,15} +$

Исследователи	Условия опытов	Пределы изменения определяющего критерия	Экспериментальные формулы
	воздуха от шаров, нагреваемых электротокком		$+ 0,66 Re^{0,15} \cdot Pr^{0,31}$
Сокольский	По скорости испарения капель воды	$0,7 < Re < 200$	$Nu = 2 + 0,16 Re^{0,67}$
Фрессилинг	То же	$2 < Re < 1000$	$Nu = 2 + 0,267 Re^{0,5} \times Pr^{0,33}$
Клячко	Теоретическая работа	$0 < Re < 2000$	$Nu = 2 + 0,16 Re^{0,57}$
Кудряшов	То же	$Re = 100 -$	$Nu = 2 + 0,33 Re^{0,55}$
И. М. Федоров	Гидродинамическая теория в применении к сушке	$25 < Fe < 100$ $100 < Fe < 700$ (гл. 2, § 2)	$Nu = 0,4 Fe^{0,895}$ $Nu = 0,83 Fe^{0,735}$

Из приведенных в табл. 39 экспериментальных зависимостей, формулу И. М. Федорова [Л. 28] следует признать наиболее надежной. Для нашего случая $Fe < 100$; $Nu = 0,4 Fe^{0,895}$, поэтому расчетная формула имеет вид:

$$\alpha_F = 0,4 \frac{\lambda_2}{d_{экв}} \cdot Fe^{0,895}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}, \quad (140)$$

где

$$Fe = d_{экв}^3 \sqrt{\frac{4}{3} \frac{g}{\nu^2} \left(\frac{\gamma_{T_0}}{\gamma_2} - 1 \right)}.$$

Аналогично изложенному ранее, здесь α_F и $d_{экв}$ — соответственно коэффициент теплоотдачи, отнесенный к эквивалентной поверхности $F_{экв}$, и эквивалентный диаметр пылинки [см. гл. 11, § 7, формулы (101) и (102)]. Теплофизические свойства газов — теплопроводность λ_2 (ккал/м·час·град) и кинематическая вязкость ν (м²/сек) — принимаются по средним значениям.

Следует иметь в виду, что вследствие исключительно большой поверхности $F_{экв}$ и передачи значительной части тепла в газоходах, соединяющих циклонные теплообменники между собой, скорость потока в самих циклонах в сущности не оказывает никакого влияния на интенсивность теплообмена. Определяющим фактором здесь может быть лишь величина и длительность существования температурного напора в каждой данной ступени установки. Поэтому увели-

чение числа ступеней для интенсификации теплообмена должно давать больший эффект, чем удлинение транспортных газопроводов.

§ 5. Определение габаритов многоступенчатой установки циклонных теплообменников

Проектный расчет можно вести в следующей последовательности:

1. По данным материального и теплового баланса (§ 2, табл. 37 и 38) решается уравнение (129) и находится требуемая температура горячих газов $t_2^{гор}$, входящих в нижнюю ступень циклонной установки (метод изложен в гл. 8, § 2).

2. Средняя разность температур газов и материала (температурный напор) вычисляется для каждой ступени циклонов применительно к прямоточной тепловой схеме при сохранении общего противотока в целом по установке. Учитывая особенности нагрева пылевидного материала в потоке газов, можно принять, что конечные температуры теплоносителей на выходе из каждого циклона близки по своей величине ($t_c \rightarrow t_2$). Тогда температурные перепады представляются условной схемой, изображенной на рис. 79. Рассмотрение ее показывает, что необходимое число n ступеней циклонов

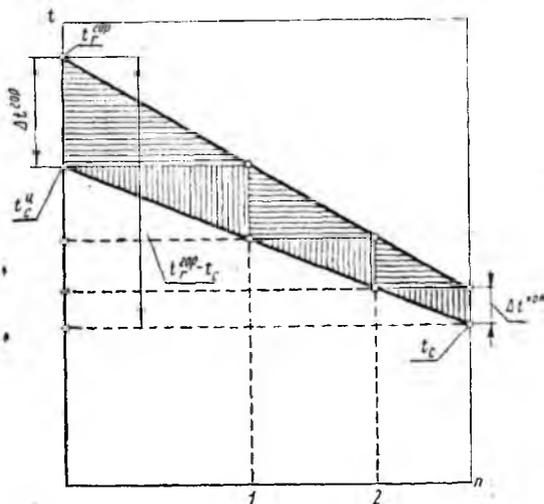


Рис. 79. Схема температурных перепадов в многоступенчатой установке циклонных теплообменников

в установке в первом приближении может быть определено по конечным температурным разностям из выражения:

$$n = \left[\frac{2(t_2^{2op} - t_c)}{\Delta t_{2op} + \Delta t_{хол}} - 1 \right], \text{ ступеней.} \quad (141)$$

Средний температурный напор в целом по циклонной установке для данной схемы вычисляется по формуле:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{2op} + \Delta t_{хол}}{4}, \text{ град.} \quad (142)$$

Здесь Δt_{2op} и $\Delta t_{хол}$ — конечные температурные разности в горячем и холодном концах циклонной установки:

$$\Delta t_{2op} = t_2^{2op} - t_c^a, \text{ град} \text{ и } \Delta t_{хол} = t_{o.2} - t_c, \text{ град};$$

t_2^{2op} , $t_{o.2}$, t_c^a , t_c — температуры газов и материала соответственно на входе в циклонную установку и на выходе из нее, град.

3. Скорости газового потока в подводящих газоходах и на входе в каждый циклон вычисляются по формулам (132) и (134).

Скорость $w_{вх}^{2op}$ на входе в горячую ступень (нижний циклон) вычисляется при температуре потока t_2^{2op} (град), а скорость $w_{вх}^{хол}$ на входе в холодную ступень (верхний циклон) — при температуре потока $t_2 \approx t_{o.2} + 200$, град.

Скорости газового потока на входе в циклоны промежуточных ступеней установки вычисляются при соответствующих температурах газов, изменение которых от t_2^{2op} до $t_{o.2}$ следует принять по линейному закону.

4. Необходимая продолжительность нагрева материала в циклонной установке определяется по данным теплового баланса (§ 2, табл. 38), по заданному среднему гранулометрическому составу сырьевой муки (гл. 11, § 7) и на основе законов теплопередачи [§ 4, уравнение (140)]. Решение задачи с запасом порядка в 1,3 ÷ 1,5 раза дает расчетная формула:

$$\tau = \frac{Q_{пол} + Q_{ух} + Q_{o.c.}}{G_{св} \cdot F_{вкв} \cdot \alpha_F \cdot \Delta t}, \text{ час.} \quad (143)$$

Здесь коэффициент теплоотдачи α_F , согласно уравнению (140), зависит от эквивалентного диаметра и удельного веса пыли, а также от физических свойств газов, т. е. скорость газового потока не является аргументом для определения α_F .

5. Расходы газов и концентрация материала в газах определяются по формулам:

на входе в горячую ступень (нижний цикл):

$$V_{вх}^{2op} = \frac{G}{3600} \left(\frac{G^{2op}}{\gamma_2} + \frac{G_в^{окр}}{\gamma_в} \right) \frac{T_2^{2op}}{273}, \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (144)$$

$$x_{вх}^{2op} = \frac{G_c^{2op}}{G_2^{2op} + G_в^{окр}} \text{ кг сырья/кг газов}; \quad (145)$$

на входе в холодную ступень (верхний цикл):

$$V_{вх}^{хол} = \frac{G}{3600} \left(\frac{G^{2op}}{\gamma_2^{2op}} + \frac{G_в^{окр}}{\gamma_в} + \frac{G_{CO_2}^H}{\gamma_{CO_2}} + \frac{G_W^2}{\gamma_{вW}} \right) \frac{T_2'}{273}, \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (146)$$

$$x_{вх}^{хол} = \frac{G_{сW} - G_W^2}{G_2^{2op} + G_в^{окр} + G_{CO_2}^H + G_W^2}, \text{ кг сырья/кг газов}. \quad (147)$$

В формулах (144) — (147):

G — производительность печи, кг клинкера/час;
 T_2^{2op} , T_2' — абсолютные температуры газового потока соответственно на входе в нижний цикл и на входе в верхний цикл

$$T_2' \approx T_{в.г.}^H + 200, \text{ K}^\circ;$$

γ_2^{2op} , $\gamma_в$, γ_{CO_2} и $\gamma_{в.п.}$ — соответственно удельные веса газов и паров (отнесенные к нормальным условиям), входящих в циклонную установку, воздуха, углекислого газа и водяного пара.

Для других циклонов, входящих в промежуточные ступени установки, следует считать, что расходы газов и концентрация сырья в них изменяются соответственно от $V_{вх}^{2op}$ до $V_{вх}^{хол}$ и от $x_{вх}^{2op}$ до $x_{вх}^{хол}$ по линейному закону.

6. Перепад давлений газов в каждой ступени (циклоне) и в установке в целом определяется по формуле (136) и по справочным данным.

7. Нормируемые сечения каждого циклона вычисляются по формулам (137) — (139). Геометрические пропорции циклонов выбираются с учетом рекомендаций, сделанных в гл. 2, § 2.

8. В заключительной части расчета делается проверка соответствия выбранного числа n — ступеней циклонной установки [приближенная формула (141)] с полученной по формуле (143) необходимой общей продолжительностью процесса нагрева материала τ . При этом следует принять, что время процесса τ_0 равно сумме времени пребывания материала в цилиндрической части всех циклонов и времени транспортировки его по всем газоходам, соединяющим сту-

пени установки. Время закрутки материала в каждом циклоне примерно равно произведению длины окружности цилиндра на число витков, деленному на среднюю скорость, равную $w \approx w_{вх}$. Поэтому

$$\tau_{ц} \approx \frac{\pi \cdot D_{ц} \cdot m}{w_{вх}}, \text{ сек.},$$

где $m = 2 + 3$.

Время транспортировки материала в каждом газоходе определяется делением его длины на среднюю скорость потока:

$$\tau_L = \frac{L_g}{w_g}, \text{ сек.}$$

Таким образом, время процесса представляет сумму:

$$\tau_0 = \Sigma \tau_{ц} + \Sigma \tau_L, \text{ сек.} \quad (148)$$

Если при расчете окажется, что $\tau \leq \tau_0$, то для выполнения заданных условий следует соответственно увеличить число ступеней n или, в крайнем случае, длину газоходов. Однако это связано с увеличением газодинамического сопротивления и энергии, что не всегда целесообразно. Поэтому выводы по тепловому расчету могут привести к необходимости соответствующего изменения заданных параметров $Q_{пол}$, β и t_c^n .

Глава 13

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЗМЕЕВИКОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ:

§ 1. Назначение и метод расчета

В советской цементной промышленности теплообменники-утилизаторы данного типа пока не применяются; в зарубежной практике они имеют ограниченное распространение (см. гл. 2, § 3 и [Л. 29]).

Имеется опыт эксплуатации змеевиковых теплообменников для осуществления различных процессов химической технологии [Л. 20] и [Л. 30]; проведены исследования газодинамики и теплообмена, включая и теплопередачу в трубопроводах при транспортировании сжатым воздухом порошкообразных материалов (наш случай, [Л. 31]). Таким образом, можно наметить в грубом приближении схему и методы расчета змеевиковых теплообменников-утилизаторов применительно к цементнообжигательным печам. Разумеется, эти первые наброски будут уточнены последующей практикой.

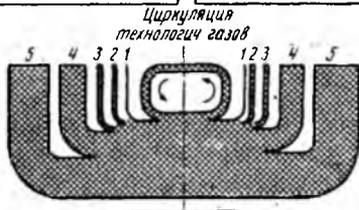
Здесь, как и при расчете других теплообменников, могут иметь место два случая расчета — расчет при проектирова-

нии и поверочный расчет (см. гл. 11, § 1 и гл. 12, § 1). В отличие от конвейерных кальпинаторов и циклонных теплообменников, в змеевиковом теплообменнике выделившиеся из него пары и газы на выходе нагреваются вместе с твердым остатком до общей конечной температуры по-рядка 700—800° псевдооживленного потока. Рекуперация тепла состоит в том, что поступившие в загрузочный конец печи вместе с сырьем газообразные продукты, выделившиеся в змеевике, и транспортирующий воздух, затем превращаются в греющий теплоноситель и отдают часть приобретенного тепла, будучи в составе общего газового потока, обогревающего змеевик.

- | | |
|------------------------------|--------------------------------------|
| 1 Транспортирующий воздух | 1 Физическая влага сырья |
| 2 Горячая пыль (из печи) | 2 Газо-воздушная смесь (из змеевика) |
| 3 Присос окружающего воздуха | 3 Холодная пыль (из камеры) |
| 4 Загружаемая сырьевая смесь | 4 Подогретое сырье |
| 5 Отходящие газы из печи | 5 Отходящие газы из камеры |

РАСХОДУЕМЫЕ ПРОДУКТЫ

ПОЛУЧАЕМЫЕ ПРОДУКТЫ



- | | |
|----------------------------------|---|
| 1 Теплосодержание трансп воздуха | 1 Энтальпия физ влаги сырья |
| 2 Теплосодержание окруж воздуха | 2 Теплосодерж холодн пыли |
| 3 Теплосодержание сырьевой смеси | 3 Потери тепла в окр среду |
| 4 Теплосодержание горячей пыли | 4 Теплота декарбонизации и дегидратации сырья |
| 5 Теплосодерж горячих газов | 5 Теплосодержание отходящих газов |
| | 6 Расход тепла на подогрев сырья |

ПРИХОД ТЕПЛА

РАСХОД ТЕПЛА

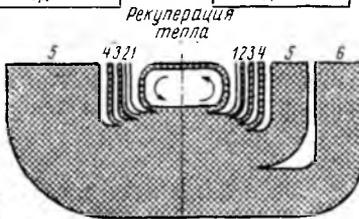


Рис. 80. Схема материального и теплового балансов змеевикообразного теплообменника:

а) — материальный баланс, б) — тепловой баланс

нее, за вычетом потерь тепла корпусом камеры в окружающую среду. Температура газов, уходящих из теплообменника, может колебаться в пределах 270 + 350°, присосы окружающего воздуха в камеру составляют: $K_{окр} = 10 - 20\%$. Схема

материальных тепловых потоков, отвечающая перечисленным выше условиям, изображена на рис. 80, а и б.

§ 2. Структура материального и теплового балансов

Структура материального и теплового балансов змеевико-вого теплообменника приведена в табл. 40 и 41 (обозначения символов аналогичны гл. 11, § 2, 3, 4, 5 и 6).

Таблица 40

Структура материального баланса змеевикового теплообменника (кг/кг клинкера)

№№ п/п	Расходные статьи	№№ п/п	Приходные статьи
1	Расход загружаемого сырья $G_{cW} = \left(\frac{100 - a \cdot A^P \cdot x^T}{100 - \text{ППП}^c} \right) \times \left(\frac{100}{100 - a_{yH}} \right) \left(\frac{100}{100 - W_c} \right)$	1	Выход физической влаги сырья $G_W^p = G_{cW} \frac{W_c}{100}$
2	Расход транспортирующего воздуха $G_s^{Tp} = \frac{G_{cW}}{\mu_c}$ где μ_c — начальная весовая концентрация (отношение расхода сырья к расходу воздуха), колеблется в пределах от 15 до 40 кг/кг в зависимости от длины и диаметра теплообменника [Л. 32] — чем больше относительная длина (L_{Tp} / d_{Tp}), тем меньше концентрация.	2	Выход химически связанной влаги сырья $G_W^z = 0,18 \left(\frac{100 - a \cdot A^P \cdot x^T}{100 - \text{ППП}^c} \right) \times \left(\frac{100}{100 - a_{yH}} \right) \frac{Al_2O_3}{54}$
3	Расход горячих газов, поступающих из печи $G_2^{zop} = G_{o.z.}^T \cdot x^T + G_{CO_2}^n$	3	Выход технологического углекислого газа внутри змеевика: $G_{CO_2}^z = 0,44 \left(\frac{100 - a \cdot A^P \cdot x^T}{100 - \text{ППП}^c} \right) \times \left(\frac{100}{100 - a_{yH}} \right) \times \left(\frac{CaO^c\beta}{56} + \frac{MgO^c}{40} \right).$
4	Расход горячей пыли, выносимой газами из печи $G_{yH}^{zop} = \left(\frac{a_{yH}}{100 - a_{yH}} \right) \times \left(\frac{100 - a \cdot A^P \cdot x^T}{100 - \text{ППП}^c} \right) \left(\frac{1}{1 - \eta_{yH}} \right),$	4	Выход отработанных греющих газов (с учетом присосов воздуха) $G_2^{xoz} = G_{o.z.}^T \cdot x^T + G_{CO_2}^c + G_W^p + G_W^z + G_s^{Tp} + G_s^{okp}$
		5	Выход из теплообменника подогретого твердого продукта $G_c^{zop} = G_{cW} - (G_W^p + G_W^z + G_{CO_2}^z)$

№№ п/п	Расходные статьи	№№ п/п	Приходные статьи
5	<p>где $\eta_{уи}$ — к. п. д. пылеуловителя, учитывающий возврат в печь уловленной пыли (в долях единицы)</p> <p>Присос окружающего воздуха в газовую камеру</p> $G_{г}^{окр} = G_2^{zop} \times$ $\times \frac{\gamma_в}{\gamma_2} \left(\frac{K_{окр}}{100 - K_{окр}} \right)$	6	<p>Выход охлажденной пыли, выносимой газами из камеры теплообменника</p> $G_{уи}^{хол} = G_{уи}^{zop} = \left(\frac{a_{уи}}{100 - a_{уи}} \right) \times$ $\times \left(\frac{100 - aA^p \cdot x^T}{100 - \Pi\Pi\Pi^c} \right) \left(\frac{1}{1 - \eta_{уи}} \right)$
	$G_{расх} = G_{св} + G_в^T + G_2^{zop} +$ $+ G_{уи}^{zop} + G_г^{окр}$		$G_{прих} = G_W^ф + G_W^2 + G_{CO_2}^3 +$ $+ G_2^{хол} + G_c^{zop} + G_г^{zop} + G_{уи}^{хол}$

Таблица 41

Структура теплового баланса змеевикового теплообменника (ккал/кг клинкера)

№№ п/п	Приходные статьи	№№ п/п	Расходные статьи
1	<p>Теплосодержание газов, поступающих из печи,</p> $Q_2^{zop} = (G_{о.з.}^T \cdot x^T \cdot c_{о.з.}^T +$ $+ G_{CO_2}^n \cdot c_{CO_2}^n) t_{о.з.}^n$	1	<p>Энтальпия водяного пара физической влаги сырья при температуре $t_{о.з.}$</p> $Q_W^ф = G_W^ф (597 + 0,47t_{о.з.})$
2	<p>Теплосодержание загружаемого сырья</p> $Q_{св} = [G_W^ф +$ $+ (G_{св} - G_W^ф) c_c] t_c$	2	<p>Расход тепла на подогрев сухого сырья до 500°</p> $Q_c^{сyx} = (G_{св} - G_W^ф) \times$ $\times (c'_c \cdot 500 - c_c \cdot t_c)$
3	<p>Теплосодержание горячей пыли, выносимой газами из печи</p> $Q_{уи}^{zop} = G_{уи}^{zop} \cdot c_{уи} \cdot t_{о.з.}^n$	3	<p>Расход тепла на гидратацию каолинита</p> $Q_W^2 = 1565 \cdot G_W^2$

№№ п/п	Приходные статьи	№№ п/п	Расходные статьи
4	Начальное теплосодержание транспортирующего воздуха $Q_8^{TP} = G_8^{TP} \cdot c_8' \cdot t_8^{TP}$	4	Расход тепла на подогрев дегидратированного сырья от 500 до t_c^3
5	Начальное теплосодержание окружающего воздуха, засасываемого в газовую камеру $Q_8^{OKP} = G_8^{OKP} \cdot c_8 \cdot t_8$		$Q_c^{dez} = [G_{cW} - (G_W^{\phi} + G_W^2)] \times (c_c'' \cdot t_c^3 - c_c' \cdot 500)$
6	Рекуперация тепла в результате охлаждения в газовой камере газообразных продуктов, выходящих из теплообменника, от их начальной температуры t_2^3 до $t_{o.z.}$: $Q_{2.z.}^{pek} = G_W^{\phi} (c_{s.n.}' \cdot t_2^3 - c_{s.n.}'' \cdot t_{o.z.}) + G_W^2 (c_{s.n.}' \cdot t_c^3 - c_{s.n.}'' \cdot t_{o.z.}) + G_{CO_2}^3 (c_{CO_2}' \cdot t_c^3 - c_{CO_2}'' \cdot t_{o.z.}) + G_8^{zop} (c_8' \cdot t_c^3 - c_8'' \cdot t_{o.z.})$	5	Расход тепла на декарбонизацию $MgCO_3$ и $CaCO_3$ $Q_c^{dek} = (G_{cW} - G_W^{\phi}) \times (7,08CaO^{\phi} + 4,09MgO^c)$
	$Q_{прих} = Q_8^{zop} + Q_{cW} + Q_{2.z.}^{zop} + Q_8^{TP} + Q_8^{OKP} + Q_{2.z.}^{pek}$	6	Расход тепла на подогрев газообразных продуктов внутри змеевика от их начальных температур до t_c^3 : $Q_{2.z.} = G_W^{\phi} (c_{s.n.}' \cdot t_c^3 - c_{s.n.}'' \cdot t_{o.z.}) \times t_{o.z.} + G_W^2 (c_{s.n.}' \cdot t_c^3 - c_{s.n.}'' \cdot 500) + G_8^{TP} \times (c_{s.n.}' \cdot t_c^3 - c_8' \cdot t_8^{TP})$
7		7	Потери тепла с газами и парами, уходящими из теплообменника: $Q_{o.z.} = [G_{o.z.}^T \cdot x^T \cdot c_{o.z.}^T + G_{CO_2}^c \cdot c_{CO_2} + G_W^2 \cdot c_{s.n.} + (G_8^{TP} + G_8^{OKP}) c_8''] t_{o.z.}$
8		8	Теплосодержание пыли, уносимой из теплообменника $Q_{yH}^{xol} = G_{yH}^{xol} \cdot c_{yH}' \cdot t_{o.z.}$
9		9	Потери тепла стенками газовой камеры в окружающую среду: $Q_{o.c.} = m \cdot Q_{o.z.};$ $m = 0,1 + 0,3$
			$Q_{расх} = Q_W^{\phi} + Q_c^{cyx} + Q_W^2 + Q_c^{dez} + Q_c^{dek} + Q_{2.z.} + Q_{o.z.} + Q_{yH}^{xol} + Q_{o.c.}$

Примечание. В табл. 41 температура и теплоемкости должны иметь следующую согласованность:

Температуры, град	t_c	t_g	t_g^{TP}	500°	t_c^g	$t_{O_2}^n$	t_{O_2}
Теплоемкости, ккал/кг·град	c_c	c_g	c_g^T	c_c^T , $c_{в.п.}$	c_c^n , c_g^n , $c_{в.п.}$, c_{CO_2}	$c_{O_2}^T$, c_{CO_2} , $c_{уш}$	$c_{O_2}^T$, $c_{CO_2}^T$, $c_{в.п.}^T$, $c_{в.п.}$, $c_{уш}$

Полезный расход тепла:

$$Q_{пол} = Q_W^p + Q_c^{сух} + Q_W^z + Q_c^{дег} + Q_c^{дек} + Q_{2.з.}$$

Тепловой к. п. д. змеевикового теплообменника

$$\eta_{з.т.} = \frac{Q_{пол}}{(Q_{прих} - Q_{2.з.}^{рек})} \quad (149)$$

Необходимое удельное теплосодержание горячих газов, поступающих в змеевиковый теплообменник из печи

$$I_2^n = \left[\frac{Q_{расх} - (Q_{cW} + Q_{уш}^{2op} + Q_g^{TP} + Q_{2.з.}^{рек})}{G_{O_2}^T \cdot x^T + G_{CO_2}^n} \right] - Z \cdot c_g \cdot t_g, \text{ ккал/кг газов,} \quad (150)$$

где

$$I_2^n = c_2^n \cdot t_2^n, \text{ ккал/кг газов,}$$

$$Z = \frac{\gamma_g}{\gamma_2} \left(\frac{K_{окр}}{100 - K_{окр}} \right).$$

Теплосодержание горячих газов с учетом присоса окружающего воздуха

$$I_2^{2op} = \frac{Q_{расх} - (Q_{cW} + Q_{уш}^p + Q_g^{TP} + Q_{2.з.}^{рек})}{(G_2^n + G_g^{окр})} \text{ ккал/кг газов.} \quad (150, a)$$

Величины температур t_2^n и t_2^{2op} определяются методом, изложенным в гл. 8, § 2.

§ 3. Аэродинамика змеевика и газовой камеры

Весовая скорость сырьевой смеси U_c на входе в змеевик, в зависимости от длины и диаметра трубопровода, может

нормироваться в пределах $U_c = 200 + 600 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$ (наибольшим значениям L_{Tp}/d_{Tp} соответствуют наименьшие значения U_c). Отсюда расчетные формулы для определения весовой скорости воздуха на входе в змеевик U_a и внутреннего диаметра трубопровода d_{Tp} приобретают вид:

$$U_a = \frac{U_c}{\nu_c} = (0,2 + 0,6) \cdot 10^3 \cdot \mu^{-1} \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}, \quad (151)$$

$$d_{Tp} = \sqrt{\frac{4}{3600} \cdot \frac{G}{\Pi} \cdot \frac{G_{cW}}{U_c}} = 0,0188 \sqrt{\frac{G \cdot G_{cW}}{U_c}} \text{ м}, \quad (152)$$

где G и G_{cW} — производительность печи (кг клинкера/час) и удельный расход сырьевой смеси (кг/кг клинкера).

С нагревом материала в теплообменнике сокращается доля твердой фазы вследствие выделения технологических газов. Поэтому на выходе из змеевика концентрация прокаленного сырья $\mu_{n.c.}$ и его весовая скорость $U_{n.c.}$ меньше, а весовая скорость воздушно-газовой смеси $U_{a.z.}$ больше, чем на входе в змеевик. Количественные связи начальных и конечных параметров, характеризующие разгон скорости в нем, определяются из соотношений:

$$\mu_{n.c.} = \mu_c \left(\frac{1 - \Delta G_c}{1 + \Delta G_a} \right), \text{ кг/кг}, \quad (153)$$

$$U_{n.c.} = U_c (1 - \Delta G_c), \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}, \quad (154)$$

$$U_{a.z.} = U_a (1 + \Delta G_a), \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}, \quad (155)$$

где ΔG_c и ΔG_a — весовые доли соответственно уменьшения в конце змеевика твердой фазы и увеличения газообразной, а именно:

$$\Delta G_c = \frac{(G_W^0 + G_W^2 + G_{CO_2}^2)}{G_{cW}};$$

$$\Delta G_a = \frac{(G_W^0 + G_W^2 + G_{CO_2}^2)}{G_a^{Tp}}.$$

Средние весовые скорости в змеевике твердой фазы и газов составляют соответственно:

$$U_{T_0} = 0,5 (U_c + U_{n.c.}), \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}, \quad (156)$$

$$U_{2.z.} = 0,5 (U_a + U_{a.z.}), \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}. \quad (157)$$

Обе весовые скорости отнесены к свободному внутреннему сечению змеевика с диаметром d_{Tp} . Отнесенные к тому же сечению линейные скорости движения псевдооживленной массы внутри него зависят от изменений давлений, температуры и концентраций. Средняя линейная скорость w_{Tp} , как произ-

водная начальной $w_{Tp}^{нач}$ (на входе в змеевик) и конечной $w_{Tp}^{кон}$ (на выходе), определяется из выражений:

$$w_{Tp}^{нач} = \frac{U_c}{(\mu_c + 1) \gamma_0^s} \left(\frac{p_0}{p_s^{нач}} \right) \left(\frac{T_s^{нач}}{T_0} \right), \text{ м/сек}, \quad (158)$$

$$w_{Tp}^{кон} = \frac{U_{п.с.}}{(\mu_{п.с.} + 1) \gamma_0^{s2}} \left(\frac{p_0}{p_{с.з.}^{кон}} \right) \left(\frac{T_{с.з.}^{кон}}{T_0} \right), \text{ м/сек}. \quad (159)$$

Принимая изменение скорости потока в змеевике пропорциональным изменению температур, получим среднюю скорость:

$$w_{Tp} = \frac{w_{Tp}^{кон} - w_{Tp}^{нач}}{\ln \frac{w_{Tp}^{кон}}{w_{Tp}^{нач}}}, \text{ м/сек}. \quad (160)$$

Средняя концентрация материала μ_{Tp} и действительный средний удельный вес воздушно-газовой среды γ_{Tp} в змеевике находятся по формулам:

$$\mu_{Tp} = 0,5(\mu_c + \mu_{п.с.}), \text{ кг/кг}, \quad (161)$$

$$\gamma_{Tp} = 0,5 \left(\frac{T_0}{p_0} \right) \left(\gamma_0^s \frac{p_s^{нач}}{T_s^{нач}} + \gamma_0^{s2} \frac{p_{с.з.}^{кон}}{T_{с.з.}^{кон}} \right), \text{ кг/м}^3. \quad (162)$$

Здесь γ_0^s и γ_0^{s2} — удельные веса воздуха на входе в змеевик и воздушно-газовой смеси на выходе из него, отнесенные к нормальным условиям, кг/н.м^3 ;

$p_s^{нач}$, $p_{с.з.}^{кон}$ и p_0 — абсолютные давления соответственно воздуха на входе в змеевик, воздушно-газовой смеси на выходе из него и атмосферное давление $p_0 = 1 \text{ атa}$;

$T_s^{нач}$, $T_{с.з.}^{кон}$ и T_0 — абсолютные температуры соответственно воздуха на входе в змеевик, воздушно-газовой смеси на выходе из него и нулевая температура по абсолютной шкале ($T_0 = 273^\circ \text{ K}$).

Начальное давление $p_s^{нач}$ зависит от заданных параметров U_c , μ_c и от конструкции змеевика. Для подсчета перепада давлений в нем ($\Delta P_{Tp} = p_s^{нач} - p_s^{кон}$), в силу неизбежности допущений, величины w_{Tp} и γ_{Tp} определяются, исходя из предварительно заданных параметров давления. Затем они должны быть уточнены (откорректированы) подсчетом перепада давлений в соответствии с уравнением Дарси-Вейсбаха [Л. 20] по формуле:

$$\Delta P_{Tp} = \xi_{Tp} \left(\frac{U_{T_0} + U_{с.з.}}{2g} \right) w_{Tp} \frac{L_{прис}}{d_{Tp}} + h_k \gamma_{Tp} (1 + \mu_{Tp}) \text{ кг/м}^2. \quad (163)$$

Коэффициент газодинамического сопротивления змеевика ξ_{Tp} при турбулентном движении потока в области $Re \geq 10^6$ (приведенный случай) согласно исследованиям И. Иешке [Л. 20] и [Л. 33], изменяется по закону:

$$\xi_{Tp} = 0,0238 + 0,0891 \frac{d_{Tp}}{D_{Tp}}, \quad (164)$$

где D_{Tp} — диаметр спирали змеевика, м (принимается, исходя из диаметра газовой камеры D_k , см. далее, § 5).

h_k — высота газовой камеры, м (см. далее § 5).

Приведенная длина змеевика $L_{прив}$ представляет сумму.

$$L_{прив} = L_{Tp}^{расч} + d_{Tp}(\Sigma l_a + L_{подв}), \quad (165)$$

где $L_{Tp}^{расч}$ — геометрическая длина змеевика, м, рассчитанная по условиям теплопередачи и соответствующая поверхности нагрева (см. далее § 4);

Σl_a — сумма добавочных эквивалентных длин, которыми выражаются местные сопротивления (например, арматура, повороты на подводящей линии и др., см. табл. 42 и [Л. 20]);

$L_{подв}$ — геометрическая длина подводящей линии, равная фактическому расстоянию от бункера сырья до змеевика (принимается по конструктивным соотношениям в пределах от 10 до 40 м).

Таблица 42

Эквивалентные длины трубопровода l_a для различных местных сопротивлений

Виды сопротивлений	Значения l_a
Колено 45°	15—20
Колено 90°	30—40
Отвод 180°	50—75
Тройник	60—90
Угловой вентиль	170
Проходной вентиль	300

В результате, необходимое давление воздуха на входе в коммуникации змеевика уточняется по сумме:

$$P_a^{расч} = \Delta P_{Tp} \cdot 10^{-4} + p_{в.з.}^{кон}, \quad \text{ата.} \quad (166)$$

Перепад давления газов в камере змеевика, в виду его малости, не рассчитывается, а принимается в пределах: $\Delta p_{з.к.} \leq 10 \text{ мм вод. ст.}$

§ 4. Теплообмен в змеевиковом теплообменнике

Коэффициент теплоотдачи α_{Tp} со стороны внутренней стенки змеевика может быть вычислен с использованием экспериментального уравнения, выведенного Л. Фарбером и М. Морлеем [Л. 34] для области $U_T/U_2 > 2$ и рекомендованного М. Лева [Л. 31] для расчета теплопередачи в линиях пневматического транспорта:

$$Nu_{Tp} = 0,16 \cdot Re_{Tp}^{0,6} \cdot Pr_{Tp}^{0,4} \left(\frac{U_{Tg}}{U_{2.з.}} \right)^{0,45} \quad (167)$$

Раскрытие значений критериев Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля в уравнении (167) дает расчетную формулу для коэффициента теплоотдачи α_{Tp} , отнесенного к рабочей поверхности змеевикового трубопровода ($F_3 = \pi \cdot d_{Tp} \cdot L_{Tp}^{расч}$):

$$\alpha_{Tp} = 0,16 \left(\frac{U_{Tp}}{U_{2.з.}} \right)^{0,45} \frac{\lambda_{2.з.} \cdot w_{Tp}^{0,6}}{\nu_{2.з.}^{0,2} (a_{2.з.} \cdot d_{Tp})^{0,4}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}. \quad (168)$$

В уравнения (167), (168) входят средние значения теплофизических свойств воздушно-газовой среды в змеевике: $\lambda_{2.з.}$, $\nu_{2.з.}$ и $a_{2.з.}$ — соответственно теплопроводность (ккал/м·час·град), кинематическая вязкость (м²/сек) и температуропроводность (м²/сек).

Коэффициент теплоотдачи α_2 со стороны внешней стенки змеевика (от греющих газов) должен быть подсчитан, как суммарный, включающий конвекцию и тепловое излучение. К нашему случаю применимы результаты опытов Р. Гильперта по теплоотдаче кругового цилиндра в интервале температур 50—1000° и широком диапазоне чисел Re [Л. 35] и [Л. 36]. Критериальное уравнение имеет вид:

$$Nu_2 = 0,175 Re_2^{0,62} \left(\frac{T_2}{T_0} \right)^{0,25} \quad (169)$$

Это уравнение преобразуется в следующую расчетную формулу для суммарного коэффициента теплоотдачи α_2 , отнесенного к рабочей поверхности змеевика ($F_3 = \pi \cdot d_{Tp} \cdot L_{Tp}^{расч}$):

$$\alpha_2 = 0,175 \left(\frac{T_2}{T_0} \right)^{0,25} \left(\frac{w_2}{\nu_2} \right)^{0,62} \frac{\lambda_2}{d_{Tp}^{0,39}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}, \quad (170)$$

где λ_2 и ν_2 — средние значения теплопроводности и кинематической вязкости газов в камере теплообменника, ккал/м·час град и м²/сек;

T_2 — средняя абсолютная температура газов в камере;

T_0 — 273° К.

Средняя скорость движения газов w_2 может колебаться в пределах (от 2 до 10 м/сек).

При вычислении общего коэффициента теплопередачи в змеевиковом теплообменнике $K_{з.т.}$ термическое сопротивление стенки в связи с малостью может не учитываться. В результате расчетная формула для $K_{з.т.}$, отнесенная к рабочей поверхности змеевика ($F_3 = \pi d_{TP} \cdot L_{TP}^{расч}$), получает упрощенный вид:

$$K_{з.т.} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_{TP}}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град.} \quad (171)$$

Средний температурный напор подсчитывается применительно к действующей в змеевиковом теплообменнике противоточной тепловой схеме:

$$\Delta t_{зТ} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \text{ град,} \quad (172)$$

где Δt_6 — разность температур газов в камере и пылевоздушного потока внутри змеевика в том его конце, где он больше, град;

Δt_m — разность температур в противоположном конце теплообменника, град.

Продолжительность нагрева материала внутри теплообменника является функцией средней весовой скорости и удельного (кажущегося) веса твердой фазы:

$$\tau_{TP}^{расч} = \frac{L_{TP}^{расч} \cdot \gamma_{Tg}}{U_{Tg} \cdot 3600}, \text{ час,} \quad (173)$$

где γ_{Tg} — удельный (кажущийся) вес твердой фазы в змеевике; колеблется в пределах от 2500 до 3000 кг/м³.

§ 5. Поверхность нагрева, объем газовой камеры и длина змеевика

Поперечное сечение S_k и диаметр D_k газовой камеры определяются по формуле:

$$S_k = \frac{G}{3600 \cdot w_2} \left[\frac{G_{o.z.}^T \cdot x^T}{\gamma_{o.z.}^T} + \frac{(G_{CO_2}^n + G_{CO_2}^3)}{\gamma_{CO_2}} + \frac{(G_{г}^{окр} + G_{а}^{оп})}{\gamma_g} + \frac{(G_{W}^{\phi} + G_{W}^2)}{\gamma_{г.п.}} \right] 0,5 \frac{T_2^{оп} + T_{o.z.}}{T_0}, \text{ м}^2; \quad (174)$$

$$D_k = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot S_k} = 1,13 \sqrt{S_k}, \text{ м.}$$

Здесь: $T_3^{20p} = (t_{o.з.}^{20p} + 273), ^\circ\text{K}$; $T_{o.з.} = (t_{o.з.} + 273), ^\circ\text{K}$ и $T_0 = 273^\circ\text{K}$. Удельные веса соответствующих газов, воздуха и водяных паров в формуле (174) отнесены к нормальным условиям.

По рассчитанному значению D_k находим диаметр спирали змеевика D_{Tp} . За рубежом применяются змеевиковые теплообменники только с одноконтурной спиралью, диаметр которой может определяться по формуле:

$$D_{Tp} \approx \frac{D_k}{\sqrt{2}}, \text{ м.} \quad (175)$$

Теплообменники с одноконтурной спиралью приемлемы для установки за вращающимися печами производительностью примерно до 25 *т клинкера/час*. На более мощных печах, в целях сокращения относительной высоты газовой камеры, видимо, будут применяться змеевиковые теплообменники с двумя или более концентрически расположенными спиралью. Если в теплообменнике устанавливается m последовательно соединенных или параллельно действующих спиралей, то диаметр каждой n -й спирали (ведя счет спиралей от центра круга) может определяться по общей формуле:

$$D_n = D_k \sqrt{\frac{n}{(m+1)}}, \text{ м.} \quad (175, a)$$

Общее уравнение теплообмена, в котором объединяются величины теплового баланса и теплопередачи, для данного случая имеет вид:

$$G \cdot Q_{пол} = \pi \cdot d_{Tp} L_{Tp}^{расч} \cdot K_{з.г.} \cdot \Delta t_{з.г.}, \text{ ккал/час.}$$

Из этого уравнения получается расчетная формула для длины змеевика.

$$L_{Tp}^{расч} = \frac{G \cdot Q_{пол}}{\pi \cdot d_{Tp} K_{з.г.} \cdot \Delta t_{з.г.}}, \text{ м.} \quad (176)$$

Шаг спирали змеевика $s_c \approx 2d_{Tp}$. Тогда количество витков змеевика для одноконтурной спирали определится из отношения:

$$n = \frac{L_{Tp}^{расч}}{\sqrt{(2d_{Tp})^2 + (\pi \cdot D_{Tp})^2}}, \text{ шт.} \quad (177)$$

В случае установки m спиралей, диаметры которых найдены по формуле (175,а), число витков каждой спирали составит:

$$n' = \frac{L_{\text{расч}}}{m \sqrt{(2d_{\text{Тр}})^2 + (\pi \cdot D_{\text{Тр}})^2}} = \frac{n}{m}, \text{ шт.} \quad (177,а)$$

Соответственно высота рабочей части газовой камеры и ее полезный объем могут быть подсчитаны по формулам:

Для случая с одноконтурной спиралью	Для случая установки m спиралей
$h_k = n \cdot 2d_{\text{Тр}}, \text{ м} \quad (178)$	$h'_k = n' \cdot 2d_{\text{Тр}}, \text{ м} \quad (178,а)$
$V_k = \frac{\pi}{4} \cdot D_k^2 \cdot h_k, \text{ м} \quad (179)$	$V'_k = \frac{\pi}{4} \cdot D_k^2 \cdot h'_k, \text{ м} \quad (179, а)$

При выполнении теплообменника из нескольких концентрических спиралей перепад давлений и теплопередача в нем [по формулам (163), (168), (171) и (176)] вычисляются при последовательном соединении суммарно, при параллельной работе — для каждой спирали отдельно.

Для уменьшения перепада давления в змеевике в ряде случаев целесообразно делать его из нескольких секций с различными диаметрами трубопровода, последовательно увеличивающимися по ходу потока.

Глава 14

ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ АППАРАТОВ С ФИЛЬТРУЮЩЕЙ НАСАДКОЙ (ИСПАРИТЕЛИ ВЛАГИ ШЛАМА И ФИЛЬТРЫ-ПОДОГРЕВАТЕЛИ ШЛАМА)

§ 1. Назначение и метод расчета

Расчет при проектировании и поверочный расчет испарителей влаги шлама (концентраторов) и фильтров-подогревателей шлама преследует цели, указанные в гл. 11, § 1. В данных аппаратах осуществляется чисто физический процесс (подогрев и сушка материала) без каких-либо химических превращений. Однако тепловой расчет аппаратов в аналитическом виде крайне затруднен из-за того, что в непрерывно перемешивающемся слое фильтрующей насадки нельзя найти устойчивых и определенных форм протекания процесса.

В результате вращения аппаратов свежие порции подаваемого в них шлама сразу перемешиваются с пылью и частично высушенным материалом. Поэтому в аппаратах нет четко выраженных технологических зон процесса. В концен-

траторах площадь загруженной насадки в вертикальном сечении слоя (вдоль потока газов) представляет собой сегмент. Такая форма вызывает неравномерность скоростей газового потока: у краев они, вследствие меньшего сопротивления слоя, больше, чем в центре, где сопротивление достигает максимума. Неравномерность скоростных полей потока имеет место и в фильтрах-подогревателях. Итак, данные аппараты, при существующей их конструкции, относятся к устройствам с неупорядоченным протеканием процесса.

Приведенный ниже метод расчета концентраторов и фильтров-подогревателей является приближенным; по мере накопления новых опытных данных он должен быть уточнен.

§ 2. Особенности и основные параметры процесса

Любые устройства с фильтрующими насадками обладают пылезадерживающей способностью, которая возрастает при смачивании поверхности загруженной насадки липкой жидкостью (в данном случае шламом). При прохождении запыленных газов через слой насадки, взвешенные пылинки находятся под воздействием двух усилий: сил инерции, способствующих продлению первоначального прямолинейного движения пылинок, и сил вязкости, стремящихся придать пылинкам криволинейное движение для обтекания тела насадки. Чем больше силы инерции по сравнению с вязкостными силами, тем вероятнее максимальное осаждение пыли на фильтрующую поверхность. Таким образом, пылезадерживающая способность аппаратов прямо пропорциональна, при одинаковой толщине слоя и смачиваемости тел насадки показателю Π , представляющему собой отношение сил инерции к вязкостным силам [Л. 37]:

$$\Pi = \frac{d_n^4 \cdot \omega_2 \cdot \gamma_n}{d_n^3 \cdot \mu \cdot g}, \quad (180)$$

d_n и d_n — средние диаметры пылинок и тел загруженной насадки, м;

ω_2 и μ — скорость движения (м/сек) и динамическая вязкость газового потока (кг·сек/м²);

γ_n — удельный вес пыли, кг/м³;

g — 9,81 м/сек².

С количественной стороны пылезадерживающая способность аппаратов η_n характеризуется отношением веса уловленной в слое насадки пыли ко всему весу пыли, внесенной газами:

$$\eta_n = \frac{G_n^{y^*}}{G_n} = \frac{\Delta y}{y^{нач}} \cdot \left(\frac{100}{100 - y^{кон}} \right), \quad (181)$$

где G_n^{yA} и G_n — веса уловленной и внесенной пыли, кг/час или кг/кг клинкера;

$y^{нач}$ и $y^{кон}$ — содержание сырьевой пыли в газах на входе в аппарат и на выходе из него, процент от расхода сухого сырья;

$$\Delta y = y^{нач} - y^{кон}, \%$$

Тепловая работа аппаратов должна оцениваться уровнем массообмена в зависимости от испарения влаги η_w , представляющим собой отношение веса испаренной физической влаги ко всему ее весу, внесенному сырьем:

$$\eta_w = \frac{G_W^{исп}}{G_W^{физ}} = \frac{100 \cdot \Delta W_c - 0,01 \cdot a_{yn} \frac{\eta_n}{1 - \eta_n} [W_c^{кон} (100 - W_c^{нач})]}{W_c^{нач} (100 - W_c^{кон})}, \quad (182)$$

где $G_W^{исп}$ и $G_W^{физ}$ — веса испаренной в аппарате и внесенной в него физической влаги сырья (кг/час или кг/кг клинкера);

$W_c^{нач}$ и $W_c^{кон}$ — содержание физической влаги в материале на входе в аппарат и на выходе из него, %;

$$\Delta W_c = W_c^{нач} - W_c^{кон}, \%$$

Из формул (181) и (182) видно, что изменения параметра испарения влаги возможны в пределах $0 \leq \eta_w \leq 1$, так как $G_W^{исп} \leq G_W^{физ}$ и $W_c^{кон} \leq W_c^{нач}$.

Параметр η_n , если существует пылезадерживающая способность аппарата, изменяется в тех же пределах. Однако в случае разлаженного режима возможно такое состояние аппарата, при котором $\eta_n \leq 0$, ввиду того, что $y^{кон} \geq y^{нач}$ (сырье пересушено).

Таблица 43

Структура материального баланса концентраторов шлама и фильтров-подогревателей (кг/кг клинкера)

№№ п/п	Приходные статьи	№№ п/п	Расходные статьи
1	Приход сырого сырья $G_{cW} = \left(\frac{100 - a \cdot A^p x^T}{100 - \text{ППП}^c} \right) \times \left(\frac{100}{100 - y^{кон}} \right) \cdot \frac{100}{100 - W_c^{нач}}$	1	Выход подсушенного сырья $G_c = G_{cW} \left(1 - \frac{W_c^{нач}}{100} \cdot \eta_w \right)$
		2	Выход испаренной физической влаги сырья $G_W^{исп} = G_W^ф \cdot \eta_w$

№№ ц/п	Приходные статьи	№№ ц/п	Расходные статьи
	где a, A^P, x^T — присадка топливной золы к сырью (долей, единиц), зольность топлива (%), удельный расход топлива (кг/кг клинкера)	3	Выход сырьевой пыли и топливной золы
2	Приход горячей сырьевой пыли и топливной золы с газами $G_{ун}^{2op} = \left(\frac{100 - a \cdot A^P \cdot x^T}{100 - ППГГ^c} \right) \times \left(\frac{y^{кон}}{100 - y^{кон}} \right) \cdot \frac{1}{1 - \eta_n} + \frac{(1 - a) A^P \cdot x^T}{100}$	4	Выход отработанных газов и паров (за исключением испаренной в аппарате физической влаги) $G_{o.z.} = G_{o.z.}^T \cdot x^T + G_{CO_2}^c + G_{W}^c + G_{W}^{\phi} (1 - \eta_w) + G_{s}^{окp}$
3	Приход горячих газов и паров из печи $G_{o.z.}^2 = G_{o.z.}^T \cdot x^T + G_{CO_2}^c + G_{W}^c + G_{W}^{\phi} (1 - \eta_w)$ где $G_{o.z.}^T$ — выход топочных газов, кг/кг топлива; $G_{CO_2}^c, G_{W}^c, G_{W}^{\phi}$ — выход технологического углекислого газа и физической влаги сырья, кг/кг клинкера	5	Возврат в печь уловленной пыли (в случае $\eta_n < 0$, величина данной статьи имеет отрицательное значение) $G_{ун}^{ум} = G_{ун}^{2op} - G_{ун}^{хол}$
4	Присос окружающего воздуха в аппарат $G_a^{ок} = G_{o.z.}^n \cdot \frac{\gamma_s}{\gamma_{o.z.}^n} \times \left(\frac{K_{окp}}{100 - K_{окp}} \right)$ где $K_{окp}$ — присос окружающего воздуха, процент по объему ко всему количеству газов, поступающих в аппарат $\gamma_{o.z.}^n$ и γ_s — удельные веса выходящих из печи газов и окружающего воздуха, отнесенные к нормальным условиям, кг/н.м ³		
	$G_{прих} = G_{сw} + G_{ун}^{2op} + G_{o.z.}^n + G_a^{ок}$		$G_{расх} = G_c + G_w^{мен} + G_{ун} + G_s^{окp} + G_{o.z.} + G_{y.a.}$

**Структура теплового баланса концентраторов шлама
и фильтров-подогревателей**
(ккал/кг клинкера)

№№ п/п	Приходные статьи	№№ п/п	Расходные статьи
1	<p>Теплосодержание газов и паров, поступающих в аппарат (включая теплосодержание присоса окружающего воздуха)</p> $Q_{o.z.}^n = [G_{o.z.}^T \cdot x^T \cdot c_{o.z.}^T + G_{CO_2}^c \cdot c_{CO_2} + G_W^2 \cdot c_{a.n.} + c_W^\phi (1 - \eta_W) c_{a.n.} \cdot t_{o.z.}^n + G_\theta \cdot c_\theta \cdot t_\theta]$ <p>где $c_{o.z.}^T$, c_{CO_2}, $c_{a.n.}$ — весовые теплоемкости соответственно топочных газов, углекислого газа и водяного пара (ккал/кг·град) при температуре выходящих из печи в аппарат газов и паров $t_{o.z.}^n$ (град); c_θ — весовая теплоемкость воздуха при температуре t_θ ккал/кг·град</p>	1	<p>Расход тепла на парообразование и подогрев испаренной физической влаги до температуры уходящих из аппарата газов и паров $t_{o.z.}$ (суб)</p> $Q_W^{ucn} = G_W^{ucn} (597 + 0,47t_{o.z.})$
		2	<p>Расход тепла на подогрев подсушенного сырья от начальной температуры t_c до конечной t_c^k</p> $(t_c^k \approx 60 - 85^\circ)$ $Q_c^{zop} = (G_W^\phi - G_W^{ucn}) (t_c^k - t_c) + G_{cW} \frac{100 - W_c}{100} (c_c^n \cdot t_c^k - c_c t_c)$ <p>где c_c^n — теплоемкость сырья (ккал/кг·град) при температуре t_c^k</p>
2	<p>Теплосодержание поступающего в аппарат влажного сырья:</p> $Q_{cW} = [G_W^\phi + (G_{cW} - G_W^\phi) c_c] t_c$ <p>где c_c и t_c — теплоемкость сырья (ккал/кг·град) и его начальная температура (град)</p>	3	<p>Потери тепла с сырьевой пылью и топливной золой, выносимой газами</p> $Q_{yn} = G_{yn} \cdot c_c^n \cdot t_{o.z.}$ <p>где c_c^n — теплоемкость сырья (ккал/кг·град) при температуре уходящих из аппарата газов и паров $t_{o.z.}$</p>
3	<p>Теплосодержание горячей сырьевой пыли и топливной золы, поступающих с газами</p> $Q_{yn}^{zop} = G_{yn}^{zop} \cdot c_c^n \cdot t_{o.z.}^n$ <p>где c_c^n — теплоемкость сырья (ккал/кг·град) при температуре $t_{o.z.}^n$</p>	4	<p>Потери тепла с газами и парами, уходящими из аппарата (не включается теплосодержание испаренной физической влаги)</p> $Q_{o.z.} = [G_{o.z.}^T \cdot x^T \cdot c_{o.z.}^T + G_{CO_2}^c \cdot c_{CO_2} + G_W^2 \cdot c_{a.n.} + G_W^\phi (1 - \eta_W) c_{a.n.} + G_\theta^{zop} \cdot c_\theta] t_{o.z.}$ <p>где $c_{o.z.}^T$, c_{CO_2}, $c_{a.n.}$, c_θ — весовые теплоемкости соответ-</p>

№№ п/п	Приходные статьи	№№ п/п	Расходные статьи
		5	<p>ственно топочных газов, углекислого газа, водяного пара и воздуха (ккал/кг·град) при температуре уходящих из аппарата газов и паров $t_{o. z}$ (град)</p> <p>Потери тепла корпусом аппарата в окружающую среду</p> $Q_{окр} = n \cdot Q_{o. z}^k$ <p>где m — коэффициент пропорциональности ($m \approx 0,05 - 0,2$)</p> $Q_{расх} = Q_{\overline{W}}^{исп} + Q_c + Q_{ун} + Q_{o. z} + Q_{окр}$
	$Q_{п,прих} = Q_{o. z}^n + Q_{cW} + Q_{ун}^{zop}$		

При обычных условиях, в связи с необходимостью поддержания показателей $W_c^{нач}$ и $W_c^{кон}$ на заданном оптимальном уровне, концентраторы шлама и фильтры-подогреватели работают более надежно при относительно небольшой начальной запыленности газов, т. е. при умеренной форсировке печей.

§ 3. Материальный и тепловой балансы

Весовые и тепловые соотношения приходной и расходной части материального и теплового балансов концентраторов шлама и фильтров-подогревателей приведены в табл. 43 и 44.

Полезный расход тепла:

$$Q_{пол} = Q_{\overline{W}}^{исп} + Q_c^{zop}. \quad (183)$$

Тепловой к. п. д. аппарата:

$$\eta = \frac{Q_{пол}}{Q_{прих}} = \frac{Q_{\overline{W}}^{исп} + Q_c^{zop}}{Q_{прих}}$$

Нужный начальный температурный уровень греющих газов и паров (на входе в аппарат) определяется [аналогично формуле (100)] путем преобразования уравнения теплового баланса к виду:

$$I_{o. z}^n = \frac{Q_{расх} - (Q_{cW} + Q_{ун}^{zop})}{G_{o. z}^n} - Zc_o t_o, \text{ ккал/кг газов.} \quad (184)$$

Здесь $I_{o. z}^n$ — удельное начальное теплосодержание греющих газов: произведение весовой теплоемкости на температуру:

$$I_{o. z}^n = c_o \cdot t_{o. z}^n \text{ ккал/кг газов;}$$

Z — фактор, характеризующий размеры присоса окружающего воздуха (§ 3, табл. 38):

$$Z = \frac{\gamma_0}{\gamma_2} \left(\frac{K_{окр}}{100 - K_{окр}} \right);$$

$$I_2^{гор} = \frac{Q_{расх} - (Q_{св} + Q_{ук}^{гор})}{G_{о.з.}^n + G_{г}^{окр}}, \text{ ккал/кг газов.} \quad (184,а)$$

Температура $t_{о.з.}$ газов и паров, уходящих из аппарата, задается при составлении общего теплового баланса печного агрегата (гл. 7, § 5 и 6), что обычно предшествует тепловому расчету аппаратов с фильтрующей насадкой. Уравнение (184) решается методом, изложенным в гл. 8, § 2, в результате чего уточняется оптимальный температурный уровень на границе «печь — аппарат».

§ 4. Газодинамическое сопротивление аппаратов с фильтрующей насадкой

Полное газодинамическое сопротивление системы

$$\Delta P = \Delta P_{\phi} + \Delta P_p + \Delta P_m, \text{ мм вод. ст.}, \quad (185)$$

где ΔP_{ϕ} — сопротивление трению в фильтрующем слое, мм вод. ст.;

ΔP_p , ΔP_m — местные сопротивления, возникающие соответственно при прохождении газов через решетки аппарата и по газоходам на входе в аппарат и выходе из него, мм вод. ст.

Закономерности изменений сопротивления фильтрующего слоя насадки, состоящей из колец, для различных аппаратов изучались многими исследователями. При этом схема рассуждений обычно была такова: течение газа через слой можно представить в виде ряда потоков, образованных между телами засыпанной насадки. Тогда аналитической формой решения задачи, как и в случае течения газа через зернистый слой, является уравнение, похожее на уравнение Дарси—Вейсбаха для течения жидкости в трубах:

$$\Delta P_{\phi} = \xi_{\phi} \cdot \frac{w_{\phi}^2}{2g} \cdot \gamma_2 \frac{h_{с.л}}{d_n}, \text{ мм вод. ст.} \quad (186)$$

Здесь w_{ϕ} и γ_2 — средняя линейная скорость газового потока, отнесенная к полному сечению насадки (м/сек) и средний удельный вес газов (кг/м³);

$h_{с.л}$ и d_n — толщина слоя и средний диаметр тела насадки (м).

Мерой подобия в определении коэффициента аэродинамического сопротивления ξ_{ϕ} служит видоизмененный критерий

Рейнольдса Re_2 , подсчитанный по гидравлическому диаметру наиболее узкого промежутка между телами насадки:

$$Re_2 = \frac{0,45}{(1-\varphi) \cdot V\sqrt{\varphi}} \cdot \frac{\omega_\varphi \cdot d_{12}}{\nu} = \frac{0,45}{(1-\varphi)V\sqrt{\varphi}} \cdot Re_\varphi,$$

где φ — пористость слоя насадки (доля свободного объема, см. формулу 104);

ν — средняя кинематическая вязкость газов ($m^2/сек$).

В итоге решение задачи состоит в нахождении экспериментальной зависимости $\xi_\varphi = f(Re_2, \varphi)$ отдельно для ламинарного ($Re < 10$), переходного ($10 < Re < 100$) и турбулентного ($Re \geq 100$) течения газов. Результаты некоторых частных решений задачи применительно к аппаратам с сухой кольцевой насадкой различных размеров приведены в табл. 45.

Таблица 45

Экспериментальные формулы для коэффициента аэродинамического сопротивления фильтрующего слоя из колец

Литературные источники	Режим течения	Экспериментальные зависимости
{Л. 20}	$Re_2 \leq 10$	$\xi_\varphi = \frac{400}{Re_2}$
	$Re_2 > 10$	$\xi_\varphi = \frac{a}{Re_2^{0,1}}$ где a — показатель шероховатости поверхности тел насадки: для тела с гладкой поверхностью $a = 7$, для тел средней шероховатости $a = 10,5$ и для тел большой шероховатости $a = 15$
{Л. 38}	$Re_2 < 40$	$\xi_\varphi = \frac{140}{Re_2}$
	$Re_2 > 40$	$\xi_\varphi = \frac{16}{Re_2}$
{Л. 39}	$Re_\varphi < 10$	$\xi_\varphi = \frac{16}{f} \cdot \frac{\varphi}{Re_\varphi}$
	$Re_\varphi > 10$	$\xi_\varphi = \frac{0,06}{f^{1,8}} \left(\frac{\varphi}{Re_\varphi} \right)^{0,2}$ где f — относительное эффективное живое сечение засыпки

Литературные источники	Режим течения	Экспериментальные зависимости
[Л. 41]	а) укладка колец правильными рядами $0,4 \cdot 10^3 < Re_2 < 8 \cdot 10^3$, $Re_2 \geq 8 \cdot 10^3$ б) укладка колец в шахматном порядке и беспорядочная за-сыпка: $0,4 \cdot 10^3 < Re_2 < 6 \cdot 10^3$, $Re_2 \geq 6 \cdot 10^3$	$\xi_{\phi} = \frac{3,12}{Re^{0,375}}$ $\xi_{\phi} \approx 0,1 \approx const$ $\xi_{\phi} = \frac{9,2}{Re^{0,375}}$ $\xi_{\phi} \approx 0,37 \approx const$

Проведенные институтом «НИИцемент» исследования аэродинамического сопротивления слоя насадки шламовых фильтров-подогревателей привели к следующей экспериментальной формуле [Л. 37]:

$$\xi_{\phi} = 3,36 Re_{\phi}^{0,126}. \quad (187)$$

Другие исследования в том же институте закончились выводом частных эмпирических зависимостей [Л. 40]: для случая работы печи на пылеугольном топливе (при $A^p = 37\%$):

$$\xi_{\phi} = \frac{4,4 \cdot 10^{12}}{W_c^{7,5}}; \quad (188, a)$$

для случая работы печи на сланцевом газе:

$$\xi_{\phi} = \frac{8,32 \cdot 10^6}{W_c^4}; \quad (188, б)$$

где W_c — влажность сырьевой смеси, выходящей из фильтра, %.

Работы по исследованию сопротивления насадки в концентраторах шлама с выводом зависимостей в указанной форме не велись.

Изучение в институте «НИИцемент» реологических свойств шлама [Л. 42] показало, что при нормальных условиях эксплуатации аппаратов толщина шламовой пленки на поверхности тел насадки не превышает 2 мм. Безразмерное отношение объема пленки шлама к свободному объему насадки A в этом случае приближенно равно: $A \approx 0,004 \cdot \delta$, где δ — толщина стенки кольца; m . Для определения коэффициента аэродинамического сопротивления слоя насадки, загружаемой в концентраторы

шлама и фильтры-подогреватели с учетом возрастания его в связи с орошением насадки, приемлема следующая расчетная формула общего вида:

$$\xi_d = \frac{9,2}{Re_2^{0,375}} \cdot \frac{1}{(1-A)^2} \quad (189)$$

Для наших условий коэффициент орошения колеблется в пределах $A = 0,4 \div 0,8$, а значения пористости слоя, входящие в подсчет Re_2 для стальных колец составляют $\varphi = 0,92 \div 0,95$ [Л. 19], [Л. 27] и [Л. 38]. Сопротивления решеток различных конструкций и другие местные сопротивления, возникающие в аппаратах, в результате возмущения потока, определяются по общим зависимостям, взятым из справочной литературы [Л. 19], [Л. 23].

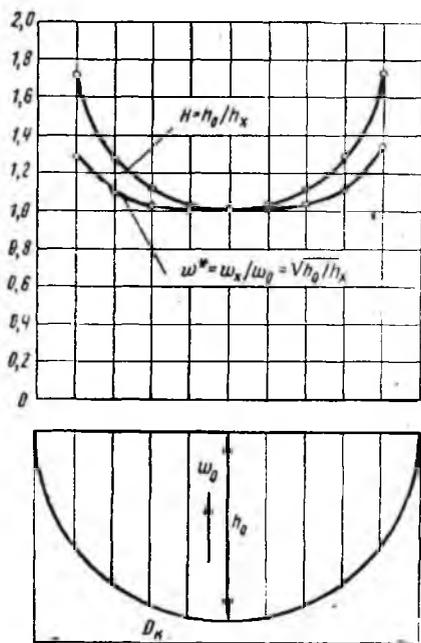


Рис. 81. График изменения скоростей прохождения газов вдоль вертикального сечения слоя насадки в концентраторе шлама.

где толщина слоя есть стрела сегмента h_0 и скорость газа на расстоянии x от стрелы сегмента, где толщина слоя равна h_x ; α — угол естественного откоса тел насадки, образуемый при вращении концентратора, град.

Фильтры-подогреватели шлама являются аппаратами с постоянной толщиной слоя насадки $h_{сл}$, равной расстоянию между решетками. Однако в них имеют место проскоки газов мимо слоя через пустоты, неизбежно вызываемые неполным заполнением проходного сечения фильтра телами насадки. В концентраторах шлама сегментное сечение слоя, вдоль которого проходят газы, полностью занято насадкой, но вследствие переменной толщины его, проекции относительной скорости газов на это сечение неравномерны и измеряются по закону:

$$w^* = \frac{w_x}{w_0} = \sqrt{\frac{h_0}{h_x \cdot \cos \alpha}} \quad (190)$$

где w_0 и w_x — соответственно скорость газов в центральном элементе сечения,

Из графика, представленного на рис. 81, видно, что скорость прохождения газов у краев слоя примерно в 1,3–1,5 раза больше скорости по стреле сегмента, а среднегеометрическая толщина сегментного сечения слоя составляет:

$$h_{с.л} = 0,812 \frac{h_0}{\cos \alpha}, \text{ м.} \quad (191)$$

Если $h_0 \approx 0,5 D_k$ и $\alpha \approx 45^\circ$, то $h_{с.л} \approx 0,575 \cdot D_k$, где D_k — внутренний диаметр корпуса концентратора, м.

§ 5. Теплообмен в слое, орошаемом шламом фильтрующей насадки

По своему характеру происходящий в концентраторах шлама и фильтрах-подогревателях теплообмен может оцениваться в основном как конвективный перенос тепла от газов к испаряющейся пленке жидкости, которой смочены тела насадки (пленочный теплообмен). Кроме того, указанным аппаратам в некоторой степени свойственны явления конвективного теплообмена между газами и отдельными испаряющимися каплями жидкости (капельный теплообмен). При этом в виде допущения на свойства шлама распространяются свойства вязкой жидкости. В действительности шлам относится к коллоидно-дисперсным массам, обнаруживающим отклонения от закона Ньютона для вязких жидкостей повышением при прочих равных условиях предельного касательного напряжения сдвига. Это означает, что при течении коллоидно-дисперсных масс наблюдается по сравнению с вязкими жидкостями несколько увеличенные энергозатраты на преодоление сил внутреннего трения, т. е. вязкостных сил.

Исследованиями теплообмена в условиях пленочной и капельной конвекции, а также при обтекании газами одиночных цилиндров, найдены количественные связи в критериальных уравнениях; некоторые из них приводятся в табл. 46.

Таблица 46

Экспериментальные формулы теплообмена в условиях пленочной и капельной конвекции и при обтекании газами одиночных цилиндров

Литературные источники	Область исследований и характер теплообмена	Экспериментальные формулы
[Л. 20]	а) Теплопередача от газов кольцам Рашига $100 < Re_\phi < 2 \cdot 10^3$	$St \cdot Pr^{2/3} = 1,148 \cdot Re_\phi^{-0,41}$ $Nu = 1,148 \cdot Re_\phi^{0,59} \cdot Pr^{0,33}$

Литературные источники	Область исследований и характер теплообмена	Экспериментальные формулы
[Л. 23], [Л. 38], [Л. 41], [Л. 43], [Л. 44]	<p>б) Теплопередача от газов цилиндрам:</p> <p>$Re_\phi < 620$</p> <p>$Re_\phi > 620$</p>	<p>$St \cdot Pr^{2/3} = 2,63 Re_\phi^{-0,51}$</p> <p>или $Nu = 2,63 \cdot Re_\phi^{0,49} \cdot Pr^{0,33}$</p> <p>$St \cdot Pr^{2/3} = 1,346 \cdot Re_\phi^{-0,41}$</p> <p>или $Nu = 1,346 Re_\phi^{0,59} \cdot Pr^{0,33}$</p> <p>Здесь $St = \frac{\alpha_F \cdot a}{\lambda \cdot w_\phi}$</p> <p>$Re_\phi = \frac{w_\phi \cdot \sqrt{F_0}}{\nu}$; $Pr = \frac{a}{\alpha_F}$</p> <p>$Nu = \frac{\alpha_F \cdot \sqrt{F_0}}{\lambda}$</p>
	<p>Теплопередача в трубах с кольцевой насадкой при плотности орошения ее жидкостью в пределах $3,5 + 10 м^3/м^2 \cdot час$</p>	<p>где w_ϕ, λ, a, ν — условная средняя скорость газов на полное сечение насадки, теплопроводность, температуропроводность и кинематическая вязкость газов; F_0, α_F — поверхность единичного тела насадки и коэффициент теплоотдачи на всю фильтрующую поверхность</p> <p>$Ki = a \cdot Re_\phi^{0,7} \cdot Re_{ж}^{0,7} Pr^{0,33}$</p> <p>Здесь a — множитель, равный для сухих газов 0,01, а для влажных газов:</p> <p>$a = 0,17 \cdot x^{1,15}$,</p> <p>где x — содержание водяного пара в газах в объемных долях:</p> <p>$Ki = \frac{K' d_0}{\lambda}$; $Pr = \frac{\nu}{a}$</p> <p>$Re_\phi = \frac{w_\phi d_0}{\nu}$; $Re_{ж} = \frac{H_W \cdot d_0}{3600 \cdot \nu_{ж}}$</p>
		<p>w_ϕ — начальная скорость газов, проходящих на полное сечение насадки, $\nu_{ж}$ и K' — кинематическая вязкость жидкости и общий коэффициент теплопередачи; d_0 — гидравлический диаметр насадки, $d_0 = 4\varphi f_{нас}$; φ, $f_{нас}$ — пористость слоя и поверхность насадки в единице объема</p>

Литературные источники	Область исследований и характер теплообмена	Экспериментальные формулы
[Л. 23] и [Л. 45]	Испарение капель жидкости в газовом потоке: $1 < Re_0 < 200$	$Nu = 2 + 1,05 Re_0^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \cdot Gu^{0,175}$ <p>где Gu — гигрометрический критерий Гухмана:</p> $Gu = \frac{T_e - T_m}{T_c}$ <p>T_c и T_m — абсолютные начальные температуры газов, измеряемые психрометром по сухому и мокрому термометру:</p> $Re_0 = \frac{w_0 d_k}{\nu} \text{ и } Nu = \frac{\alpha_F \cdot d_k}{\lambda}$ <p>w_0 — скорость падающей капли; α_F и d_k — коэффициент теплоотдачи на поверхность капель и средний диаметр капли</p>
[Л. 25], [Л. 46], [Л. 48] и [Л. 49]	Теплоотдача одиночного цилиндра диаметром	$0,1 < Re < 4 \quad Nu = 0,99 Re^{0,305} \cdot Pr^{0,33}$ $4 < Re < 50 \quad Nu = 0,86 Re^{0,41} \cdot Pr^{0,33}$ $8 < Re < 100 \quad Nu = 0,59 Re^{0,47} \cdot Pr^{0,33}$ $10^2 < Re < 5 \cdot 10^3 \quad Nu = 0,665 Re^{0,47} \cdot Pr^{0,33}$ $5 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^4 \quad Nu = 0,22 Re^{0,46} \cdot Pr^{0,33}$ $Re > 5 \cdot 10^4 \quad Nu = 0,026 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33}$ $Nu = \frac{\alpha_F \cdot d}{\lambda}; \quad Re = \frac{w_0 \cdot d}{\nu}$ $Pr = \frac{\nu}{a}$ <p>где w_0 — скорость невозмущенного потока (перед цилиндром)</p>

Для расчёта концентраторов шлама пока нет подходящих данных по теплообмену, полученных путем проведения экспериментальных работ. Из перечисленных в табл. 42, видимо, более приближается к нашим условиям экспериментальная формула, характеризующая нагрев газами колец Рашига ([Л. 20], область $10^2 < Re_\phi < 2 \cdot 10^4$). Для режима работы концентраторов шлама значения критерия Прандтля практически

постоянны и равны: $Pr = 0,75 \pm 0,04$, т. е. изменяются в пределах $\pm 5\%$. Если учесть далее, что в нашем случае диаметр тела насадки можно принять равным его длине, то представляется возможным определяющий линейный размер $\sqrt{F_0}$ [Л. 20] заменить на диаметр кольца d_n в связи с наличием постоянного множителя пропорциональности:

$$\sqrt{\frac{F_0}{d_n}} = \sqrt{2\pi} = \text{const.}$$

После соответствующих преобразований получается приближенное критериальное уравнение по теплопередаче, приемлемое для расчета концентраторов шлама:

$$Nu = 0,8 Re_{\phi}^{0,6}. \quad (192)$$

Расчетная формула имеет вид:

$$\alpha_F = 0,8 \frac{\lambda}{d_n^{0,4}} \left(\frac{w_{\phi}}{\nu} \right)^{0,6}, \quad \text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}. \quad (193)$$

Для расчета теплопередачи в фильтрах-подогревателях может быть использовано критериальное уравнение, найденное в результате исследований НИИцемента по указанным аппаратам [Л. 37], [Л. 40]:

$$Nu = 2,29 \cdot Re_{\phi}^{0,5}. \quad (194)$$

Тогда расчетная формула примет вид:

$$\alpha_F = 2,29 \lambda \sqrt{\frac{w_{\phi}}{\nu \cdot d_n}}, \quad \text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}. \quad (195)$$

В формулах (193) и (195):

α_F и d_n — коэффициент теплоотдачи, отнесенный к поверхности загруженной насадки ($\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$) и средний диаметр единичного тела насадки (m):

w_{ϕ} — средняя скорость газового потока внутри фильтрующего слоя, отнесенная ко всему его сечению ($m/\text{сек}$);

λ и ν — средняя теплопроводность ($\text{ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{град}$) и кинематическая вязкость газов внутри фильтрующего слоя ($m^2/\text{сек}$).

При определении коэффициента теплоотдачи α_F предварительно выбирается диаметр тела насадки d_n , оптимальная величина его затем должна быть уточнена при расчете габаритов аппарата (см. далее, § 6).

§ 6. Определение габаритов концентраторов шлама и фильтров-подогревателей

По концентраторам шлама

1. Размеры барабана определяются по расходу горячих газов на входе в концентратор (§ 2) и заданных производительности печи и скорости газового потока внутри концентратора:

$$S_k = \frac{G}{3600 \cdot w_\phi} \left(\frac{G_{o.z.}^T \cdot x^T}{\gamma_z} + \frac{G_{CO_2}^c}{\gamma_{CO_2}} + \frac{G_W^\phi}{\gamma_{в.п.}} + \frac{G_B^{okp}}{\gamma_B} \right) \frac{T_2^\phi}{273}, \text{ м}^2, \quad (196)$$

где G и x^T — производительность печи (*кг клинкера/час*) и удельный расход топлива (*кг/кг клинкера*);

$G_{o.z.}^T$, $G_{CO_2}^c$, G_W^ϕ и G_B^{okp} — весовые расходы выходящих из печи газов — соответственно топочных газов (*кг/кг топлива*), технологического углекислого газа, технологического водяного пара и присос окружающего воздуха (*кг/кг клинкера*);

γ_z , γ_{CO_2} , $\gamma_{в.п.}$ и γ_B — удельные веса газов, углекислого газа, водяного пара и воздуха при 0°;

T_2^{zop} — абсолютная температура газов на входе в концентратор, °К;

w_ϕ — условная скорость газового потока при температуре T_2^{zop} , отнесенная к сечению рабочего пространства концентратора S_k , проходящему через ось барабана (*м/сек*).

Величины w_ϕ нормируются в пределах 2 + 5 м, соотношение длины и диаметра барабана обычно составляет $H_k/D_k = 0,6 + 1,0$, откуда: $D_k = (1 + 1,25) \sqrt{S_k}$, м и $H_k = (0,6 + 1,0) D_k$, м.

2. Средний температурный напор в концентраторе подсчитывается по известным начальным и конечным температурам теплоносителей (§ 3) применительно к противоточной тепловой схеме:

$$\Delta t = \frac{\Delta t^{zop} - \Delta t^{xol}}{\ln \frac{\Delta t^{zop}}{\Delta t^{xol}}} \text{ град}, \quad (197)$$

где Δt^{zop} — разность между начальной температурой газов и конечной температурой сырья: $\Delta t^{zop} = t_z^{zop} - t_c^{zop}$, град;

Δt^{xol} — разность между конечной температурой газов и начальной температурой сырья $\Delta t^{xol} = t_{o.z.} - t_c$, град.

3. Необходимая поверхность загружаемой в концентратор насадки определяется после совместного рассмотрения балансового уравнения (§ 3) и уравнения конвективной теплопередачи (§ 5) согласно зависимости:

$$F_{\phi} = \frac{Q_{\text{пол}} \cdot G}{\alpha_P \cdot \Delta t}, \text{ м}^2. \quad (198)$$

4. Объем и вес загружаемой насадки определяется по формулам:

$$V_n = \frac{F_{\phi}}{f_n}, \text{ м}^3, \quad (199)$$

$$G_n = V_n \cdot \gamma_n, \text{ кг}. \quad (200)$$

Здесь V_n и G_n — насыпной объем (м^3) и общий вес (кг) загружаемой насадки;

f_n и γ_n — геометрические параметры насадки (зависящие от величин d_n и φ_n) соответственно удельная поверхность ($\text{м}^2/\text{м}^3$) насадки и насыпной вес ее ($\text{кг}/\text{м}^3$).

Изменения величин параметров f_n , γ_n и φ_n в зависимости от изменения диаметра единичного тела d_n показаны в виде кривых графика на рис. 82.

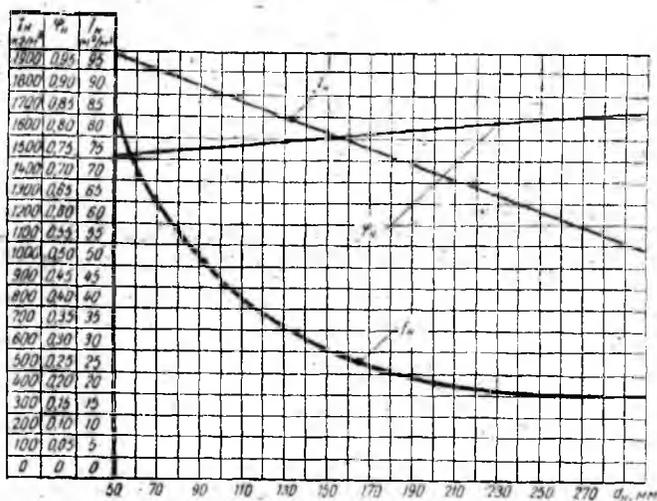


Рис. 82. Характеристика кольцевой насадки, загружаемой в концентраторы шлама и фильтры-подогреватели

б. Проверка степени заполнения рабочего объема концентратора загружаемой насадкой и ее соответствие конструктивным нормам. Этот показатель определяется из отношения:

$$\varphi_k = 0,5 + 0,6 = \frac{4V_k}{\pi D_k S_k} \quad (201)$$

Если по расчету оказывается, что степень заполнения выходит за пределы нормы $0,5 < \varphi_k < 0,6$, то необходимо сделать корректировку расчета, изменив заданный ранее диаметр тела насадки d_n . Это влечет за собой пересчет результатов по формулам (192), (198), (199) и (200).

б. Расчет заканчивается определением аэродинамического сопротивления концентратора по методу, изложенному в § 4. При этом средняя толщина слоя насадки $h_{ср}$ определяется по формуле (191), где стрела сегмента h_0 находится по площади сегментного сечения слоя насадки:

$$S_{сег} = \frac{\pi}{4} D_k^2 \varphi_k, \text{ м}^2. \quad (202)$$

В результате расчета аэродинамического сопротивления по паспортным или каталожным данным выбираются тип и характеристики тяговых установок.

По фильтрам подогревателей. Расчет преследует цель определить оптимальные условия, при которых достигается максимальная пылезадерживающая способность фильтра при допустимом аэродинамическом сопротивлении и без завывания начальной влажности шлама, что иногда делается во избежание «замазывания» аппарата. Результаты расчета будут реальны лишь в том случае, если он сделан на основе точно известных физических свойств шлама, начальной запыленности газового потока, расхода температуры газов на входе в аппарат. Приближенный расчет по ориентировочным исходным данным может привести к серьезным ошибкам, вызывающим «замазывание» аппарата, резкое повышение его сопротивления и, как следствие этого, ухудшение тяги печной установки.

Для решения путем подсчета поставленной задачи, его следует вести в следующей последовательности:

1. Проверкой физических свойств шлама (с учетом количества присаживающейся к нему пыли) требуется найти оптимальный предел конечной влажности материала, при которой он на выходе из аппарата все еще сохраняет требуемую текучесть.

2. По заданной начальной влажности шлама и предварительно принятому параметру η_n (§ 2) необходимо с использованием данных материального баланса (§ 3) найти предел паропроизводительности аппарата (т. е. значение $G_{wn} = G_{wn}^{учн} \cdot G$,

кг пара/час), соответствующий установленной норме конечной влажности материала. Кроме того, предварительно задается и диаметр d_n единичного тела насадки.

3. Площадь решеток должна вычисляться по формуле (196), исходя из заданной скорости не выше 3 м/сек горячего газового потока на входе в аппарат (на полное сечение решетки).

4. Температурный напор в фильтре-подогревателе подсчитывается по заданным начальным и конечным температурам теплоносителей (§ 3) согласно формуле (197).

5. Общая поверхность тел загружаемой насадки F_n (м²) определяется по формуле (198), имея в виду, что в данном случае:

$$Q_{пол} \leq G_{исп} \cdot G (597 + 0,47 t_{o.г.}), \text{ ккал/час.} \quad (203)$$

6. Объем и вес загружаемой насадки находится по формулам (199) и (200).

7. Степень заполнения рабочего объема фильтра-подогревателя загружаемой насадкой нормируется в пределах $\varphi_k = 0,6 \div 0,8$. Исходя из этого выясняется требуемая толщина фильтрующего слоя (расстояние между решетками).

8. Аэродинамическое сопротивление фильтра-подогревателя подсчитывается по методу, изложенному в § 4. Затем пылезадерживающая способность фильтра может быть проверена по формуле, приведенной в гл. 1, § 4, п. 6.

Если по расчету оказывается, что аэродинамическое сопротивление или пылезадерживающая способность фильтра-подогревателя не соответствует требуемым значениям, то необходимо сделать корректировку расчета путем изменения заданных величин d_n и η_n . В результате расчета по паспортным или каталожным данным выбирается тяговая установка с учетом сопротивления всего агрегата.

Глава 15

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КЛИНКЕРНЫХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

§ 1. Назначение и метод расчета

Расчет при проектировании и поверочный расчет преследуют цели, указанные в гл. 11, § 1. Расчет однобарабанных и многобарабанных холодильников ведется по приближенным эмпирическим формулам, основанным на опытных данных. Расчет холодильников с продуваемым слоем (колосниково-переталкивающие, конвейерные и с вибрирующей решеткой) может вестись согласно законам теплопередачи, происходящей в слое сыпучего материала. Метод расчета, свойственный этому случаю, изложен в гл. 11, § 4, 5, 6 и 7.

Особенность процесса в теплотехническом отношении состоит в том, что необходимый расход воздуха на охлаждение клинкера зависит от одних условий, а возможное использование подогретого в холодильнике воздуха — от других. В современной практике работы холодильников с продуваемым слоем имеет место расхождение между расходом воздуха и его последующим использованием. Количество расходуемого воздуха на охлаждение клинкера превышает потребность в нем для сжигания топлива в печи.

Решение задачи по ликвидации указанного разрыва зависит от величины режимного фактора:

$$\psi = q \cdot p_v \frac{\alpha(1-K)}{\eta_x} \cdot \frac{c_v}{c_k} \quad (204)$$

Здесь q — удельный расход тепла на обжиг клинкера, *ккал/кг клинкера*;

c_k и c_v — весовые теплоемкости клинкера и воздуха, *ккал/кг·град*;

α и K — коэффициент избытка воздуха при сжигании топлива в печи и весовая доля расхода первичного воздуха (минус холодильник).

η_x — коэффициент сохранения рекуперированного тепла клинкера (отношение количества тепла, возвращаемого в печь со вторичным воздухом, ко всему количеству тепла, отобранному от клинкера в холодильнике).

p_v — близкое к константе отношение теоретического весового расхода воздуха на сжигание 1 кг топлива к теплотворности последнего:

$$p_v = \frac{L_0}{Q_n} \approx 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ кг/ккал.}$$

Режимный фактор ψ является коэффициентом пропорциональности, посредством которого балансовое уравнение (см. гл. 3, § 1) приводится к простейшему виду:

$$\Delta t_k = \psi \cdot \Delta t_v, \quad (205)$$

где Δt_k и Δt_v — разности начальных и конечных температур соответственно клинкера и воздуха ($\Delta t_k = t_k^{нач} - t_k^{кон}$ и $\Delta t_v = t_v^{кон} - t_v$, град).

Расход воздуха на охлаждение клинкера может быть близок к воздухопотребности печи при многоступенчатой противоточной схеме охлаждения. Минимальное количество ступеней в идеальном случае достигается, когда температурные напоры в конце каждой ступени в своем пределе стремятся к нулю.

Тогда необходимое число ступеней охлаждения клинкера n определяется отношением:

$$n = \frac{2\Delta t_{\kappa}}{(t_{\kappa}^{\text{нач}} + \psi t_{\kappa}^{\text{кон}}) - \left[t_{\text{в}}^{\text{нач}} (1 + \psi) + \frac{\Delta t_{\kappa}}{\psi} \right]} \quad (206)$$

Уравнение (206) для типичного случая ($\Delta t_{\kappa} = 1200 \div 1300^{\circ}$) показано в виде кривой графика на рис. 83. Рассмотрение его показывает, что в идеальном случае ($\Delta t_{\kappa}^{\text{кон}} \rightarrow 0$) при мокром способе обжига ($2,8 < \psi < 4,6$; $q = 1350 \div 2000$ ккал/кг клинкера) охлаждение клинкера минимальным количеством

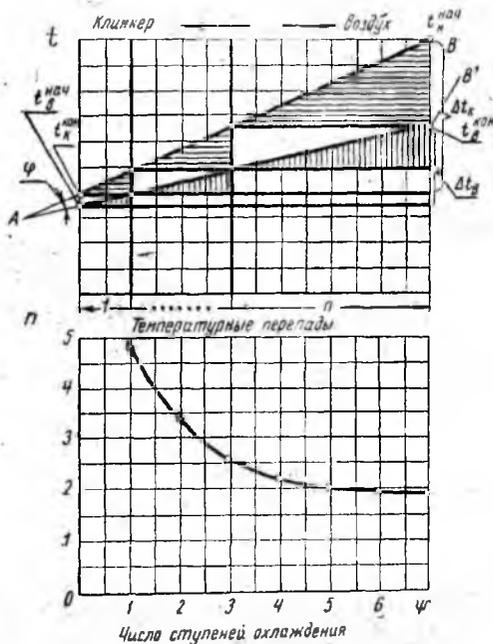


Рис. 83. Влияние режимного фактора ψ на число ступеней продувания воздуха через слой клинкера

воздуха, равным потребности печи, обеспечивается в основном двухступенчатой тепловой схемой. При сухом способе, которому свойственна меньшая воздухопотребность печи ($\psi \leq 2,5$; $q < 1350$ ккал/кг клинкера), охлаждение клинкера в указанных пределах может быть достигнуто лишь схемой в три ступени или больше.

При конструировании и проектном расчете новых клинкерных холодильников должны учитываться описанные выше особенности процесса.

§ 2. Расчет однобарабанных и многобарабанных холодильников

Аэродинамическое сопротивление этих холодильников невелико (2—8 мм вод. ст.), поэтому его не рассчитывают.

В основу приближенного расчета габаритов холодильников принимается количество тепла, отдаваемое клинкером в течение часа (т. е. тепловая мощность):

$$Q_x = G \cdot c_k (t_k^{\text{нач}} - t_k^{\text{кон}}), \text{ ккал/час}, \quad (207)$$

где G , c_k , $t_k^{\text{нач}}$ и $t_k^{\text{кон}}$ — производительность печи (кг клинкера/час), теплоемкость клинкера (ккал/кг·град), его начальная и конечная температуры (град).

Эмпирические формулы, характеризующие связь тепловой мощности с внутренней поверхностью холодильника F_x (м²) и условной скоростью движения воздуха, отнесенной к сечению барабана w_0 (мм³/м² сек), имеют вид:

для однобарабанных холодильников:

$$Q_x = 1,5 \cdot 10^5 F_x \cdot w_0^{0,6}, \text{ ккал/час}; \quad (208, a)$$

для многобарабанных холодильников:

$$Q_x = 2,25 \cdot 10^5 \cdot F_x \cdot m \cdot w_0^{0,6}, \text{ ккал/час}, \quad (208, б)$$

где m — количество охладительных барабанов, смонтированных в корпус печи, шт.

Далее в расчете предварительно задается геометрический параметр $l_x = L_x : D_x$ — отношение длины барабана к его диаметру. Для однобарабанных холодильников $l_x \approx 10$; для многобарабанных $l_x \approx 4,5$. В этом случае внутренняя поверхность составляет соответственно $F_x = 31,4 \cdot D_x^2$ и $F_x = 14,1 m \cdot D_x^2$. Учитывая нормативы по расходу вторичного воздуха (см. гл. 3, § 1), получаем следующие расчетные формулы для определения диаметра D_x :

для однобарабанных холодильников

$$D_x = 1,1 \cdot 10^{-3} \sqrt{G} \frac{\Delta t_k^{1,25}}{[q \cdot \alpha (1 - K)]^{0,75}}, \text{ м}; \quad (209, a)$$

для многобарабанных холодильников

$$D_x = 0,75 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{G}{m}} \frac{\Delta t_k^{1,25}}{[q \cdot \alpha (1 - K)]^{0,75}}, \text{ м}, \quad (209, б)$$

где q и Δt_k — удельный расход тепла на обжиг клинкера (ккал/кг) и глубина его охлаждения (разность начальной и конечной температур, град);

α и K — коэффициент избытка воздуха при сжигании топлива и весовая доля первичного воздуха в общем расходе его в печи.

В итоге расчета следует проверить, соответствует ли выбранная длина холодильника L_x скорости вращения барабана и углу наклона, исходя из нормы времени охлаждения клинкера, которая может приниматься в пределах $\tau_x \geq 0,25$ час. Соблюдение этого условия проверяется согласно неравенству:

для однобарабанных холодильников

$$\frac{L_x \cdot \sin \varphi}{D_x \cdot i \cdot n} \geq 0,5;$$

для многобарабанных холодильников

$$\frac{L_x}{D_s \cdot i' \cdot n'} \approx 0,5,$$

где n и n' — скорость вращения однобарабанного холодильника и печи, об/мин;

i и i' — угол наклона однобарабанного холодильника и печи, %;

D_s — внутренний диаметр печи в зоне охлаждения, м;

φ — угол естественного откоса слоя клинкера ($\varphi \approx 40 - 45^\circ$).

В случае несоответствия указанных условий необходимо: для однобарабанных холодильников изменить скорость вращения барабана n , для многобарабанных холодильников длину барабанов L_x .

Расход воздуха, проходящего через однобарабанные и многобарабанные холодильники, может быть определен по формуле:

$$V_a = 1,08 \cdot 10^{-3} \cdot G \cdot q \cdot \alpha (1 - K) (1 - K_{окр}), \text{ нм}^3/\text{час}, \quad (210)$$

где $K_{окр}$ — присосы окружающего воздуха в случае неплотного соединения печи с холодильником, процент по объему от всего воздуха, поступающего в печь, отнесенного к нормальным условиям.

§ 3. Расчет холодильников с движущейся решеткой

Метод расчета совпадает с описанным ранее (гл. 11, § 7, 8, 9 и 10) методом и примером 2 расчета конвейерных кальцинаторов за исключением данных, связанных с тепловым балансом холодильника, уравнение которого приведено в

гл. 3, § 1. Большинство этих холодильников работает по схеме одноступенчатого продувания воздуха, в составе которого присутствует значительная доля избыточного воздуха — он затем в печь не подается (выбрасывается в атмосферу или утилизируется для второстепенных целей). Вместе с тем видна ближайшая перспектива перевода холодильников (как это уже сделано на конвейерных кальциаторах) с одноступенчатого на двухступенчатое продувание воздуха через слой клинкера, что позволит вести процесс более экономично в теплотехническом отношении.

Расчет при проектировании клинкерных холодильников данного типа для случаев одноступенчатых и двухступенчатых тепловых схем должен вестись в следующей последовательности:

1. Ширина решетки холодильника выбирается по типовым конструкциям (данным каталога) так, чтобы она примерно равнялась, в зависимости от внутреннего диаметра печи D_g , в разгрузочной ее части:

для колосниково-переталкивающих и конвейерных холодильников

$$B_{реш} = (0,6 \div 0,8) D_g, м; \quad (211, а)$$

для холодильников с вибрирующей решеткой

$$B_{реш} = (0,4 \div 0,5) D_g, м. \quad (211, б)$$

2. Средние температуры воздуха над слоем клинкера вычисляются применительно к тепловой схеме с перекрестным током, когда продуваемый воздух под решеткой и над слоем в пределах одной ступени перемешивается, а слой клинкера — стабилен (см. рис. 84, а и б):

Для одноступенчатой схемы	Для двухступенчатой схемы
$t_a^{кон} = t_a + \Delta t_a = t_a + \frac{\Delta t_K}{\psi}, \text{ град} \quad (212)$	<p>Холодная секция</p> $t'_a = t_a + \Delta t'_a, \text{ град} \quad (212, а)$ <p>Горячая секция:</p> $t_a^{кон} = t'_a + \Delta t''_a = t_a + \Delta t_a = t_a + \frac{\Delta t_K}{\psi} \quad (212, б)$

Здесь $t_a^{кон}$, t'_a и t_a — средние температуры воздуха соответственно на границе «холодильник — печь», на границе между секциями

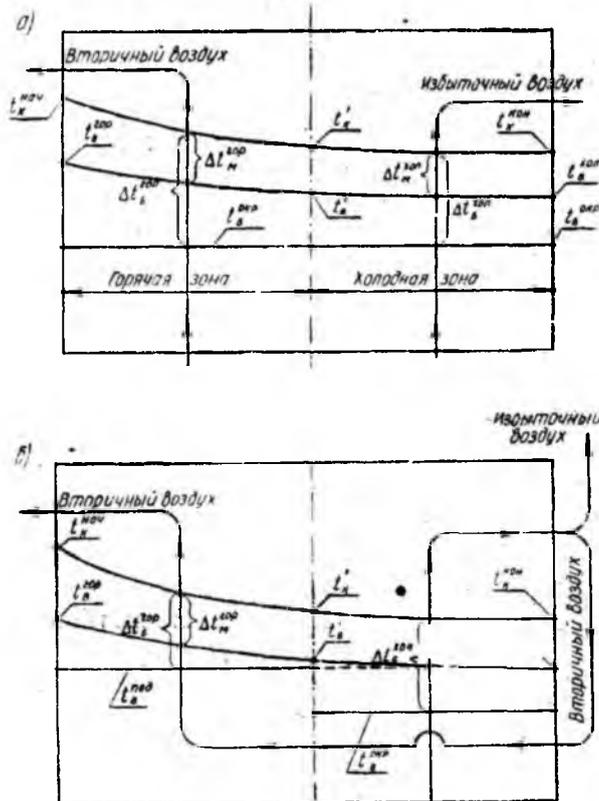


Рис. 84. Схема температурных перепадов в клинкерном холодильнике с движущейся решеткой:

а) для однократного продувания воздухом; б) для двукратного продувания воздухом

холодильника и окружающего воздуха, град;

$\Delta t_{\text{с}}$, $\Delta t_{\text{с}}^{\text{др}}$ и $\Delta t_{\text{с}}^{\text{нов}}$ — степень нагрева воздуха (разность конечных и начальных температур) соответственно общая по холодильнику, в горячей и холодной секциях, град;

$\Delta t_{\text{к}}$ и ψ — общая глубина охлаждения клинкера (разность начальной и конечной температуры) и общий режимный фактор холодильника [см. формулу (205)].

3. Площадь активной части решетки холодильника определяется по заданным расходу воздуха и средней скорости

прохождения воздуха через слой, отнесенной к площади решетки:

Для одноступенчатой схемы	Для двухступенчатой схемы
$S_{реш} = \frac{V_a + V_a^{изб}}{3600 \cdot \omega_{с.л}} \times$ $\times 0,5 \frac{T_a^{кон} + T_a}{273}, \text{ м}^2 \quad (213)$	<p>Холодная секция:</p> $S_{реш}^x = \frac{V_a + V_a^{изб}}{3600 \cdot \omega_{с.л}^x} \times$ $\times 0,5 \frac{T_a' + T_a}{273}, \text{ м}^2 \quad (213, а)$ <p>Горячая секция:</p> $S_{реш}^g = \frac{V_a}{3600 \cdot \omega_{с.л}^g} \times$ $\times 0,5 \frac{T_a^{кон} + T_a'}{273}, \text{ м}^2 \quad (213, б)$ <p>Общая площадь решетки</p> $S_{реш} = S_{реш}^x + S_{реш}^g, \text{ м}^2 \quad (213, в)$

Здесь $T_a^{кон}$, T_a' и T_a — абсолютные температуры воздуха соответственно на границе «холодильник — печь», на границе между секциями холодильника и окружающего воздуха, °К;

V_a и $V_a^{изб}$ — расходы воздуха, поступающего в печь и избыточного, $\text{м}^3/\text{час}$;

$\omega_{с.л}$, $\omega_{с.л}^g$, $\omega_{с.л}^x$ — средние скорости прохождения воздуха через слой, отнесенные к площади решетки — соответственно для одноступенчатой схемы, горячей и холодной секций холодильника, $\text{м}/\text{сек}$.

Эти параметры в расчетах нормируются в пределах: $\omega_{с.л} = 0,5 + 1,5 \text{ м}/\text{сек}$; $\omega_{с.л}^g = 1 + 2 \text{ м}/\text{сек}$ и $\omega_{с.л}^x = 0,5 + 1,5 \text{ м}/\text{сек}$.

Следует иметь в виду, что скорость прохождения воздуха через слой клинкера, найденная путем деления секундного расхода на площадь решетки, может быть завышенной в случае неплотности соприкосновения решетки с боковыми стенками холодильника. Тогда необходимо ввести поправочный коэффициент, исходя из опытных данных.

4. В соответствии с п. 1, длина активной части решетки холодильника составляет:

Для одноступенчатой схемы	Для двухступенчатой схемы
$L_{реш} = S_{реш} \cdot B_{реш} \cdot m \quad (214)$	Холодная секция $L_{реш}^x = S_{реш}^x \cdot B_{реш} \cdot m \quad (214, a)$
	Горячая секция $L_{реш}^2 = S_{реш}^2 \cdot B_{реш} \cdot m \quad (214, б)$
	Общая длина решетки $L_{реш} = L_{реш}^x + L_{реш}^2 \cdot m \quad (214, в)$

5. Средние разности температур (температурные напоры) для одноступенчатой схемы — в целом по холодильнику Δt (град), для двухступенчатой схемы — отдельно по холодной и горячей секциям — Δt^x и Δt^2 определяются по методу, изложенному в гл. 11, § 10, п 5 с использованием графиков, изображенных на рис. 79 и 80, а и б.

6. Необходимая продолжительность охладительного процесса выясняется в результате совместного рассмотрения балансовых данных, зерновой характеристики и законов теплопередачи (гл. 11, § 7) в сыпучем слое (гл. 11, § 9), что приводит к следующим расчетным формулам:

Для одноступенчатой схемы	Для двухступенчатой схемы
$\tau_x = \frac{c_k \cdot \Delta t_k}{F_{эква} \cdot \alpha_F \cdot \Delta t} \quad (215)$	Холодная секция $\tau_x^x = \frac{c_k \cdot \Delta t_k^x}{F_{эква} \cdot \alpha_F^x \cdot \Delta t^x} \cdot \text{час} \quad (215, a)$
	Горячая секция $\tau_x^2 = \frac{c_k \cdot \Delta t_k^2}{F_{эква} \cdot \alpha_F^2 \cdot \Delta t^2} \cdot \text{час} \quad (215, б)$
	Общее время охлаждения $\tau_x = \tau_x^x + \tau_x^2 \cdot \text{час} \quad (215, в)$

Здесь c_k , Δt_k , Δt_k^x , Δt_k^2 — средняя теплоемкость клинкера (ккал/кг·град) и глубина его охлаждения в горячей и холод-

ной секциях, град ($\Delta t_k = \Delta t_k^2 + \Delta t_k^1$);

$F_{эkv}$ и α_F — удельная поверхность клинкера (m^2/kg), подсчитанная по эквивалентному диаметру $d_{эkv}$, и коэффициент теплоотдачи ($kcal/m^2 \times час \cdot град$), отнесенный к поверхности $F_{эkv}$.

Для одноступенчатой схемы и для холодной секции холодильника в случае двухступенчатой схемы значения α_F могут вычисляться по формулам (113)—(114), для горячей секции — по формуле (115).

7. Исходя из условий сплошности потока клинкера, на решетке холодильника, необходимая толщина слоя должна быть равна отношению:

$$h_{cl} = \frac{G}{60 \cdot \gamma_k \cdot V_{реш} \cdot w_{реш}}, \text{ м}, \quad (216)$$

где G и γ_k — производительность печи (kg клинкера/час) и насыпной вес клинкера ($\gamma_k = 1500 \div 1650 kg$ клинкера/ m^3);

$w_{реш}$ — средняя линейная скорость продвижения клинкера в холодильнике ($m/мин$).

Так как величина $w_{реш}$ может быть представлена частным от деления длины пути на время $w_{реш} = L_{реш} : 60\tau_x$, $m/мин$, то выражение для h_{cl} преобразуется в расчетную формулу:

$$h_{cl} = \frac{G \cdot \tau_x}{\gamma_k \cdot S_{реш}}, \text{ м}. \quad (217)$$

8. Аэродинамическое сопротивление сыпучего слоя клинкера толщиной h_{cl} , сопротивление решетки и местные сопротивления в холодильнике определяются по методу, описанному в гл. 11, § 8, формулы (105)—(111). По результатам аэродинамического расчета, согласно данным каталога (справочника) выбираются вентиляторы холодильника определенной характеристики.

§ 4. Аэродинамическое сопротивление и теплообмен в кольцевом слое клинкера

В Московском институте химического машиностроения проведены некоторые исследования по охлаждению клинкера в шахтном теплообменнике с кольцевым слоем (см. рис. 58, б). Экспериментальная установка показана на рис. 85 [Л. 63]. Основной частью ее являются две концентрично расположен-

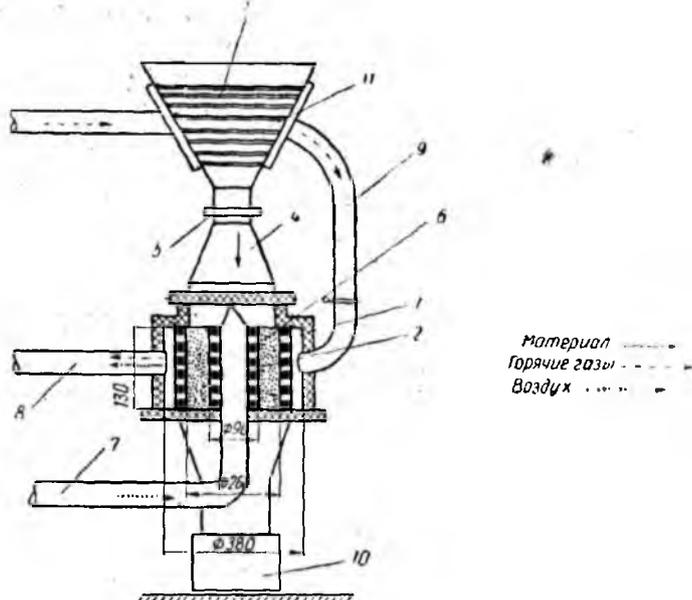


Рис. 85. Экспериментальная установка с кольцевым слоем клинкера

ные цилиндрические решетки 1 и 2. Клинкер загружается в бункер 3, снабженный нагревательными трубами 11. Через них просасываются горячие газы, затем сбрасываются по трубе 9. Нагретый клинкер посредством задвижки 5 и конуса 4 загружается в аппарат и образует между решетками кольцевой слой 6. Холодный воздух нагревается по трубе 7 через внутреннюю решетку 2. После прохождения слоя клинкера и соответствующего нагрева воздух выбрасывается из аппарата по трубе 8. Охлажденный клинкер выгружается в копильник 10.

При обработке результатов опытов коэффициент аэродинамического сопротивления кольцевого слоя подсчитывается по измеренным показателям по формуле:

$$\zeta_{с\lambda} = \frac{\Delta P_{с\lambda}}{\frac{w_{с\lambda}}{2g} \cdot \gamma_a^{ср} \cdot \frac{h_{с\lambda}}{d_{экв}}} \quad (218)$$

где $\Delta P_{с\lambda}$, $h_{с\lambda}$, $d_{экв}$ — перепад давления в слое ($\kappa\Gamma/\mathcal{M}^2$), его толщина (\mathcal{M}) и эквивалентный диаметр зерна (\mathcal{M}) (см. гл. 11, § 7);

$w_{с\lambda}$ и $\gamma_a^{ср}$ — средняя скорость воздуха в кольцевом

слое, отнесенная к полному среднему сечению засыпки ($м/сек$) и средний удельный вес воздуха в слое ($кг/м^3$). Эти параметры подсчитываются по формулам:

$$w_{ca} = 0,5 \cdot w_a^{ax} \left(1 + \frac{T_a^{кон}}{T_a} \cdot \frac{\Gamma_p^{ax}}{D_p^{вых}} \right), \text{ м/сек}, \quad (219)$$

$$\gamma_a^{cp} = 0,5 \cdot \gamma_a^{нач} \left(1 + \frac{T_a}{T_a^{кон}} \right), \text{ кг/м}^3. \quad (220)$$

Здесь w_a^{ax} и $\gamma_a^{нач}$ — скорость воздуха, отнесенная к площади входной решетки ($м/сек$), и удельный вес воздуха на входе в слой ($кг/м^3$);

T_a и $T_a^{кон}$ — абсолютные температуры воздуха на входе в слой и на выходе из него;

D_p^{ax} и $D_p^{вых}$ — диаметры входной и выходной решеток, $м$.

Частным эффектом, влияющим на сопротивление кольцевого слоя и теплообмен, в данном случае, как и в ряде других, является относительная толщина слоя. Учитывая это, в качестве определяющего комплекса физических величин был взят критерий, именуемый критерием Грэца (встречается преимущественно в американской литературе [Л. 64]):

$$Gz = Re \cdot Pr \cdot \frac{d_{экс}}{h_{ca}}, \quad (221)$$

где

$$Re = \frac{w_{ca} \cdot d_{экс}}{\nu}; \quad Pr = \frac{\nu}{a};$$

ν , a — средние значения кинематической вязкости ($м^2/сек$) и температуропроводности ($м^2/сек$) воздуха.

Экспериментальные точки по газодинамическому сопротивлению и теплообмену в кольцевом слое клинкера нанесены на графики, изображенные на рис. 86 и 87. По ним найдены в первом приближении следующие экспериментальные зависимости:

$$\zeta_{ca} \approx \frac{17,5}{3} \frac{1}{\sqrt{Gz}}, \quad (222)$$

$$Nu \approx \sqrt[3]{Gz^2}. \quad (223)$$

Средний диаметр зерна, м	0,00375	0,00583	0,00827	0,01073	0,0127	0,0149	0,0169
$H_{реш}/D_{реш} = 3,0$	●	■	▲	◆	▼	◆	⊗
$H_{реш}/D_{реш} = 1,5$	○	□	△	◇	▽	◇	⊗

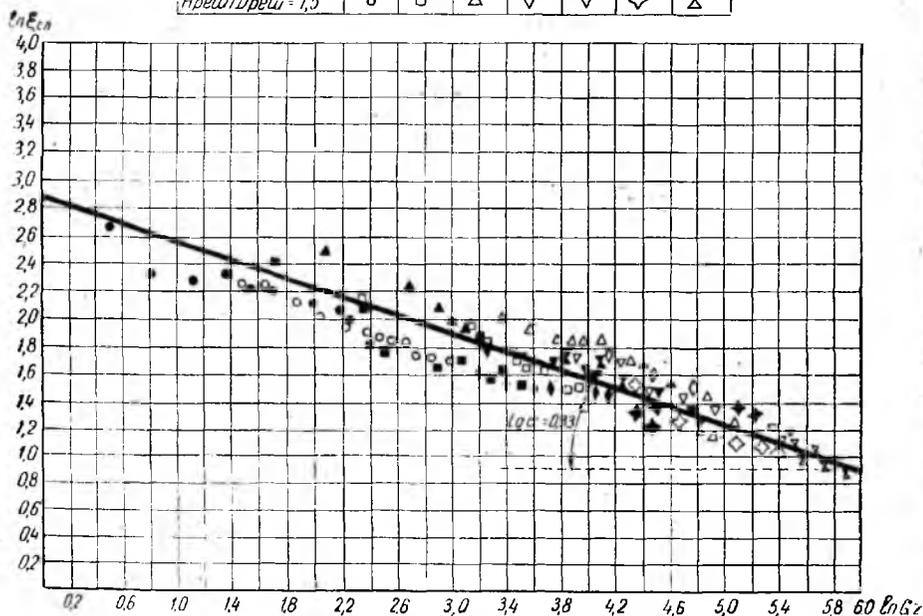


Рис. 86. Газодинамическое сопротивление кольцевого слоя клинкера

Отсюда приближенная формула для расчета коэффициента теплоотдачи в кольцевом слое клинкера получает вид:

$$\alpha_F \approx \frac{\lambda}{d_{экр}} \cdot \sqrt[3]{Gz^2}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}, \quad (224)$$

где λ — средняя теплопроводность воздуха, ккал/м·час·град.

Глава 16

ОСНОВЫ ПРИБЛИЖЕННОГО РАСЧЕТА АППАРАТОВ С КИПАЩИМ СЛОЕМ

§ 1. Общие данные

Отечественная и иностранная книжная, журнальная и патентная литература по изучению и использованию свойств кипящего слоя, вышедшая в свет за последнее десятилетие, насчитывает около тысячи названий ([Л. 28], [Л. 50], [Л. 59] и много других). Опубликованы также результаты некоторых

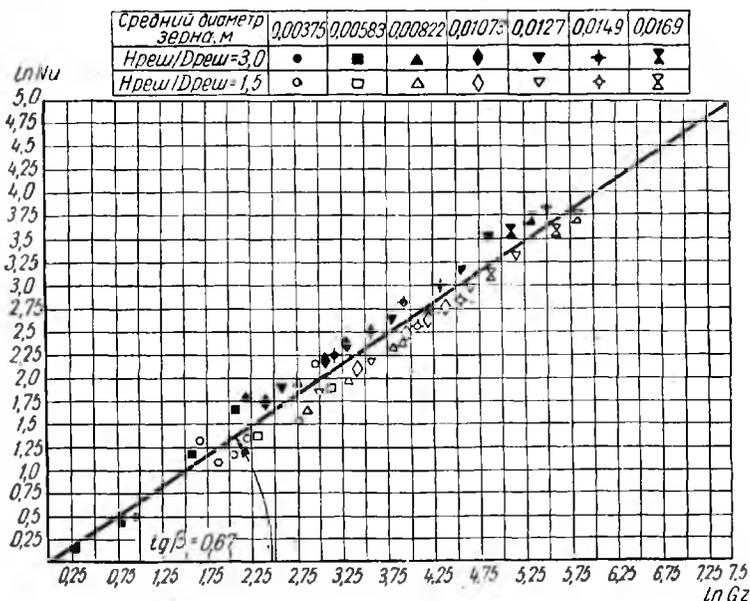


Рис. 87. Теплообмен в кольцевом слое клинкера

исследований кипящего слоя в цементной промышленности — при подогреве гранулированной сырьевой смеси [Л. 9], [Л. 58], [Л. 59] и при охлаждении цементного клинкера [Л. 60]. Экспериментальные зависимости для определения скорости продувания газов, необходимой для перевода сыпучего слоя в псевдооживленное состояние, по результатам некоторых исследований приводятся в табл. 47.

Таблица 47

Экспериментальные уравнения, характеризующие критическую скорость псевдооживления сыпучего слоя

Литературные источники	Подопытные материалы и области	Экспериментальные уравнения
[Л. 28]	Подмосковный уголь $1,5 < d < 10$ мм $40 < Fe < 200$	где $Re = 0,19 \cdot Fe^{1,56}$, $Re = \frac{w \cdot d_{эжв}}{\nu}$; $Fe = d_{эжв} \sqrt[3]{\frac{4}{3} \frac{g}{\nu^2} \left(\frac{\gamma_{тв}}{\gamma_r} - 1 \right)}$;

Литературные источники	Подопытные материалы и области	Экспериментальные уравнения
		$d_{\text{экс}}$ — эквивалентный диаметр полидисперсного зернистого материала, м; $\nu, \gamma_{\text{мс}}, \gamma_z$ — кинематическая вязкость газов ($\text{м}^2/\text{сек}$) и удельные веса материала и газов ($\text{кг}/\text{м}^3$); ω — условная скорость прохождения газов через слой, отнесенная к площади решетки ($\text{м}/\text{сек}$)
[Л. 59]	Гранулы цементного сырья $1,5 < d < 8,5 \text{ мм}$ Цементный клинкер $1,5 < d < 8,5 \text{ мм}$ $60 < Fe < 450$	$Re = 0,0812 Fe^{1,62}$ Здесь критерии Re и Fe подсчитываются по среднему диаметру зерна монодисперсного материала каждой данной фракции в пределах изменения диаметра на $\pm 1 \text{ мм}$.
[Л. 60]	Цементный клинкер $3 < d < 25 \text{ мм}$ $190 < Fe < 1070$ $450 < Re < 5000$	$Re = 0,39 Fe^{1,35} = 14,5 \cdot Ar^{0,45}$, где $Ar = \frac{g \cdot d_{\text{max}}^3}{\nu^2} \left(\frac{\gamma_{\text{мс}} - \gamma_z}{\gamma_{\text{мс}}} \right)$ Здесь критерии Re, Fe и Ar подсчитываются по максимальному диаметру зерна полидисперсного материала. Определяющие критерии имеют количественную связь: $Fe = 1,1 \sqrt[3]{Ar \cdot \frac{\gamma_{\text{мс}}}{\gamma_z}}$ $Ar = 0,75 \cdot Fe^3 \cdot \frac{\gamma_z}{\gamma_{\text{мс}}}$

В результате обобщения ряда экспериментальных материалов, критериальные уравнения, характеризующие критическую скорость псевдооживления сыпучего слоя для приближенных расчетов, могут быть рекомендованы в следующем виде:

а) ламинарный режим $Fe \leq 13,5$:

$$Re = 0,004 Fe^3, \quad \omega = 0,004 \frac{\nu}{d} \cdot Fe^3, \quad \text{м/сек}; \quad (225)$$

б) турбулентный режим:

для мелкозернистого слоя ($13,5 < Fe < 200$)

$$Re = 0,2 Fe^{1,5}; \quad w = 0,2 \frac{v}{d} \cdot Fe \cdot \sqrt{Fe}, \quad \text{м/сек}; \quad (226)$$

для крупнозернистого слоя ($Fe \geq 200$)

$$Re = 0,49 \cdot Fe^{1,33}; \quad w = 0,49 \frac{v}{d} \cdot Fe \sqrt[3]{Fe}, \quad \text{м/сек}. \quad (227)$$

В формулах (225)—(227) в случае монодисперсного материала (колебания размеров зерен в слое порядка ± 1 мм) критерии Re и Fe подсчитываются по эквивалентному диаметру зерна; при полидисперсном материале в расчет принимается диаметр наибольшего зерна в слое.

Аэродинамическое сопротивление кипящего слоя, исходя из уравнения М. Лева (см. гл. 5, § 4), в общем виде может быть представлено формулой:

$$\Delta P = C \gamma_{тв} h_{с\lambda} (1 - \varphi), \quad \text{мм вод. ст.}, \quad (228)$$

где $h_{с\lambda}$, φ и $\gamma_{тв}$ — толщина слоя (м), его пористость до момента псевдооживления и удельный (кажущийся) вес материала (кг/м^3);

C — численный множитель, учитывающий разбухание слоя при переходе в псевдооживленное состояние, а также интенсивность циркуляции зерен в слое, связанной с непрерывным выпадением из слоя на решетку некоторой части материала (для ламинарного режима $C \approx 1$, для турбулентного $C = 0,9 \div 0,95$).

По теплообмену в кипящем слое найден целый ряд зависимостей; некоторые из них приводятся в табл. 48.

Таблица 48

Экспериментальные уравнения, характеризующие теплообмен в кипящем слое

Литературные источники	Подопытные материалы и области	Экспериментальные уравнения
[Л. 28]	Подмосковный уголь: $1,5 < d < 10$ мм $30 < Fe < 100$ $100 < Re < 200$	$Nu = 0,0151 \cdot Fe^{0,74} \cdot Re^{0,65} \cdot \left(\frac{h_{с\lambda}}{d_{э\kappa\beta}} \right)^{-0,34}$ $Nu = 0,0283 \cdot Fe^{0,604} \cdot Re^{0,65} \cdot \left(\frac{h_{с\lambda}}{d_{э\kappa\beta}} \right)^{-0,34}$ <p>Здесь толщина слоя $h_{с\lambda}$ вычислена по истинному объему материала (за вычетом пустот)</p>

Литературные источники	Подопытные материалы и области	Экспериментальные уравнения
[Л. 62]	Кварцевый песок: $1,38 < Re < 9,51$ $2,67 < w^* < 12,82$	$Nu = 0,353 \cdot 10^{-2} \cdot Re^{1,55} \cdot w^{*-1},$ где w^* — отношение действительной скорости потока к критической его скорости на границе псевдооживления; определяющим линейным размером является $d_{эжв}$
[Л. 62]	Желатин: $8 < d < 10 \text{ мм}$ $630 < Re < 3200$	$Nu = 0,65 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{1,48}$ Определяющим линейным размером является $d_{эжв}$
[Л. 60]	Цементный клинкер: $3 < d < 25 \text{ мм}$ $400 < Re < 4000$	$Nu = 0,65 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{1,25}$ или $St = 0,915 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{0,25},$ где $St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr}$ Определяющим линейным размером является $d_{эжв}$
[Л. 61]	Зерна селикагеля и окиси алюминия: $0,2 < d < 2,5 \text{ мм}$ $Re \leq 600$	$Nu = 0,135 \cdot Re^{1,3}$ Определяющим линейным размером является $d_{эжв}$

§ 2. Некоторые особенности крупнозернистого кипящего слоя клинкера

Явления, происходящие в кипящем слое клинкера с размерами зерен более 10 мм, еще не полностью изучены. Некоторые исследования с цементным клинкером, представляющим собой полидисперсный материал, проведены в Московском институте химического машиностроения [Л. 60] и [Л. 65].

В качестве типичного показателя полидисперсности клинкера (назовем его *масштабом* полидисперсности) выбрано отношение:

$$\mu = \sqrt{\frac{d_{\max}}{d_{\min}}}, \quad (229)$$

где d_{\max} — диаметр наибольших и d_{\min} — диаметр наименьших зерен. Критический масштаб полидисперсности μ_0 , выше которого начинается сепарация кипящего слоя, вследствие уноса мелочи, может быть представлен функцией определяющих критериев Fe_0 или Ar_0 , подсчитанных по d_{\max} ; для ламинарного и переходного режима ($Re_{\text{вум}} < 1000$)

$$\mu_0 = \sqrt[4]{\frac{m}{m_0} \cdot Fe_0^{(n-n_0)}} = 1,2 \sqrt[4]{\frac{m}{m_0} \left[\sqrt[3]{Ar_0 \left(\frac{m\alpha}{\gamma_2} \right)} \right]^4} ; \quad (230)$$

для турбулентного режима ($1000 < Re_{\text{вум}} < 200000$)

$$\mu_0 = \sqrt[3]{\frac{m}{m_0} \cdot Fe_0^{(n-n_0)}} = 1,3 \sqrt[3]{\frac{m}{m_0} \left[\sqrt[3]{Ar_0 \left(\frac{\gamma m \alpha}{\gamma_2} \right)} \right]^3} ; \quad (230, a)$$

где m и m_0 — численные множители, а n и n_0 — показатели степени значений определяющих критериев в уравнениях — соответственно для состояния витания и псевдооживления.

В обработку опытных данных включен также параметр p_0 , который представляет отношение перепада давления к весу загрузки на единицу площади решетки:

$$p_0 = \frac{\Delta P_{\text{сл}} \cdot S_p}{G_{\text{заг}}} = \frac{\Delta P_{\text{сл}}}{h_{\text{сл}} \cdot \gamma_0} ; \quad (231)$$

где $\Delta P_{\text{сл}}$, $G_{\text{заг}}$, γ_0 , S_p — соответственно перепад давления в слое, общий вес загрузки материала, его насыпной вес и площадь решетки.

Результаты опытов по газодинамическому сопротивлению кипящего слоя показаны в виде кривых на рис. 88. По анализу их можно судить о следующем: при постепенном наращивании скорости продувания воздуха через слой, состояние его имеет две различных области (граница между ними обозначена знаком +). В первой из них (стабильное состояние слоя) кривая $p_0 = f(Re)$ представляет восходящую линию. Вторая область (устойчивое псевдооживление слоя) начинается сразу после перегиба этой кривой, характеризующего нарушение стабильности. Далее кривая для p_0 имеет незначительный угловой коэффициент, что свидетельствует о наступлении периода автомодельности, когда значения p_0 почти не зависят от изменения Re . В данной области для всех фракций материала параметр устойчивости слоя становится практически постоянной величиной и равен $p_0 \approx 0,9$.

Влияние относительной толщины слоя $\frac{h_{\text{сл}}}{d_i}$ проявляется лишь в области стабильного состояния слоя. Здесь наиболь-

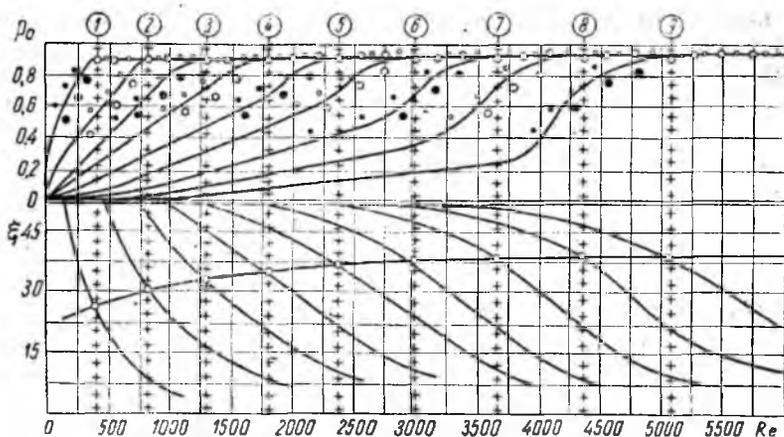


Рис. 88. Газодинамические параметры кипящего слоя клинкера:

1 - $d = + 3 - 5$ мм; 2 - $d = + 5 - 7$ мм; 3 - $d = + 7 - 10$ мм; 4 - $d = + 10 - 12$ мм;
 5 - $d = + 12 - 14$ мм; 6 - $d = + 14 - 16$ мм; 7 - $d = + 16 - 18$ мм; 8 - $d = + 18 - 20$ мм;
 9 - $d = + 20 - 23$ мм

шим значениям $\frac{h_{ca}}{d_i}$ соответствуют наименьшие значения p_0 и ξ_{ca} (экспериментальные точки для максимальных значений $\frac{h_{ca}}{d_i}$ обозначены крупными кружками, для минимальных — мелкими). В области устойчивого псевдооживления разброс экспериментальных точек для всех значений $\frac{h_{ca}}{d_i}$ очень небольшой; они плотно группируются вокруг результирующих кривых. Поэтому с переходом в область псевдооживления влияние параметра $\frac{h_{ca}}{d_i}$ на получаемые значения p_0 и ξ_{ca} при опытах почти не обнаруживается.

Для коэффициента газодинамического сопротивления кипящего слоя при непрерывной циркуляции всей массы клинкера найдена следующая зависимость (область $450 < Re < 5000$):

$$\xi_{ca} = 4,575 \cdot Re^{0,25}. \quad (232)$$

Критический масштаб полидисперсности клинкера, отвечающий условиям устойчивости кипящего слоя, о котором сказано ранее, согласно опытным данным, представляется в следующем виде: для ламинарного и переходного режима ($Re_{sum} < 1000$):

$$p_0 = 0,825 Fe_0^{0,15} = 0,839 \left[Ar_0 \left(\frac{\gamma_{m8}}{\gamma_2} \right) \right]^{0,05}; \quad (233, a)$$

для турбулентного режима ($Re_{sum} > 1000$):

$$\mu_0 = 1,28 \cdot Fe_0^{0,074} = 1,32 \left[Ar_0 \left(\frac{\gamma_{ms}}{\gamma_s} \right) \right]^{0,026}. \quad (233, б)$$

Если в формулах для теплообмена в кипящем слое критерий Нуссельта заменить критерием Стантона $\left(St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \right)$ и учесть, что в нашем случае критерий Прандтля превращается в константу ($Pr \approx 0,71$), то уравнение, приведенное в § 1, преобразуется к виду:

$$St = 0,915 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{0,25}. \quad (234)$$

В общей теории аналогия трения и теплообмена рассматривается для случая течения газов или жидкости в гладких трубах с использованием уравнения Блазиуса для коэффициента трения [Л. 35]. Суть рассуждений сводится к тому, что если касательное напряжение на стенке пропорционально w^n , то коэффициент теплоотдачи пропорционален w^{n-1} .

Для условий псевдооживления цементного клинкера количественные связи определяются из найденных зависимостей:

$$St = 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot \xi_{ca};$$

$$\frac{St}{\xi_{ca}} = \text{const} = 0,2 \cdot 10^{-3},$$

Поэтому

$$Nu = 0,65 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\xi_{ca}}{4,575} \right)^5 = 0,325 \cdot 10^{-6} \xi_{ca}^5. \quad (235)$$

Метод аналогии трения и теплообмена с использованием критерия St , когда по заданному сопротивлению слоя находится коэффициент теплоотдачи, уже применяется в расчетах. В частности это описано Я. Циборовским [Л. 20] для случаев движения жидкостей и газов в трубах, для теплообмена между сыпучим материалом и газом, для расчета скорости потока в теплообменниках по заданным условиям нагрева и охлаждения и др.

ЧАСТЬ III
ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример I

**ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ПЕЧИ ДЛЯ МОКРОГО
СПОСОБА ОБЖИГА КЛИН ЕРА (БЕЗ ЗАПЕЧНЫХ
- УТИЛИЗАТОРОВ ТЕПЛА)**

Задание. Производительность печи составляет 50 т клинкера/час или 1200 т клинкера/сутки Сырьевая смесь составлена из естественных материалов, к ней примешивается зола топлива, так как топливная шихта представляет собой смесь из 50% донецкого тощего угля и 50% газового угля.

Исходные данные

1. Химический состав сырьевой шихты и клинкера

Окислы	SiO ₂	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	CaO	MgO	SO ₃	Прочие	ППП	Сумма
Сырьевая шихта . . .	12,92	3,09	1,13	42,99	1,41	0,37	0,09	38,00	100,00
Клинкер . . .	21,91	6,09	2,67	66,19	2,24	0,67	0,23	—	100,00

Коэффициент насыщения клинкера $KH = 0,90$.

Силикатный модуль $n = 2,50$.

Глиноземистый модуль $p = 2,28$.

Минералогический состав клинкера:

$C_3S = 58,2\%$; $C_2S = 18,9\%$; $C_3A = 11,6\%$; $C_4AF = 8,10\%$.

2. Элементарный состав сырой топливной смеси:

$C^p = 64,10\%$; $H^p = 4,00\%$; $N^p = 1,72\%$; $O^p = 4,45\%$;

$S^p = 0,64\%$; $A^p = 14,30\%$; $W^p = 10,79\%$.

В результате сушки топлива в процессе размола влажность его снижается с 10,79% до 2%, в связи с чем элементарный состав форсуночного топлива будет следующим:

$$C^p = 70,45\%; H^p = 4,39\%; N^p = 1,89\%; O^p = 4,88\%; \\ S^p = 0,71\%; A^p = 15,68\%; W^p = 2,00\%.$$

Согласно (3), теплотворная способность форсуночного топлива по формуле Д. И. Менделеева равна:

$$Q^p = 81 \cdot C^p + 300 \cdot H^p - 26(O^p - S^p) - 6(9H^p + W^p) = \\ = 81 \cdot 70,45 + 300 \cdot 4,39 - 26(4,88 - 0,71) - 6(9 \cdot 4,39 + 2,0) = \\ = 6660 \text{ ккал/кг.}$$

3. Производительность вращающейся печи $G = 50 \text{ т/час.}$

$$G_{\text{сут}} = 1200 \text{ т/сутки.}$$

4. Влажность шлама, $W_c = 40\%$.

5. Температура шлама, поступающего в печь, $t_c = 15^\circ$.

6. Температура топлива и первичного воздуха, поступающих в печь, $t'_g = 50^\circ$.

7. Температура окружающего воздуха, $t_g = 15^\circ$.

8. Температура газов, выходящих из печи, $t_{o,2} = 200^\circ$.

9. Температура клинкера на выходе из первой (горячей) камеры колосникового холодильника, $t'_{кк} = 300^\circ$.

10. Наклон печи, $i = 3,5\%$.

11. Скорость вращения печи, $n = 0,8 \text{ об/мин.}$

Определение теплового эффекта клинкерообразования *

12. Теоретический расход тепла q^T , рассчитанный по развернутой методике, равен 404,1 ккал/кг клинкера.

Теоретический расход тепла q^T по формуле (93), приведенной в разделе сокращенного метода расчета:

$$q^T = G_c^T(1,08 \cdot Al_2O_3 + 7,08 \cdot CaO + 4,06 MgO) - \\ - 68 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

Теоретический расход сухого сырья:

$$G_c^T = \frac{100 - a \cdot G^T \cdot A^p}{100 - ППП^c} = \frac{100 - 0,9 \cdot 0,225 \cdot 15,68}{100 - 38,0} = 1,57 \text{ кг/кг клинкера.}$$

Теоретический расход тепла (тепловой эффект клинкерообразования):

$$q^T = 1,57(1,08 \cdot 3,09 + 7,08 \cdot 42,99 + 4,06 \cdot 1,41) - 68 = \\ = 422,0 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

* Расчеты выполнены на логарифмической линейке.

Материальный баланс вращающейся печи

А. Расходные статьи материального баланса

13. Расход топлива — x^T , кг/кг клинкера.

14. Расход сырья, согласно 8 и 9:

а) расход сухого сырья с учетом безвозвратного уноса:

$$G_c = \frac{G_c^T \cdot 100}{100 - a_{\text{ун}}} = \frac{1,57 \cdot 100}{100 - 3,0} = 1,62 \text{ кг/кг клинкера};$$

б) расход шлама

$$G_{cW} = \frac{G_c \cdot 100}{100 - W_c} = \frac{1,62 \cdot 100}{100 - 40} = 2,70 \text{ кг/кг клинкера.}$$

15. Теоретический расход воздуха согласно (10):

$$V_0 = \frac{\frac{32}{12} \cdot C^p + \frac{16}{2} \cdot H^p + \frac{32}{32} (S^p - O^p)}{0,21 \cdot 1,429 \cdot 100} =$$

$$= \frac{\frac{32}{12} \cdot 70,45 + \frac{16}{2} \cdot 4,39 + \frac{32}{32} (0,71 - 4,88)}{0,21 \cdot 1,429 \cdot 100} = 7,32 \text{ нм}^3/\text{кг топлива.}$$

16. Практический расход воздуха при $\alpha = 1,1$:

$$V_s = V_0 \cdot \alpha = 7,32 \cdot 1,1 = 8,05 \text{ нм}^3/\text{кг топлива};$$

$$G_s = V_s \cdot \gamma_s = 8,05 \cdot 1,293 = 10,4 \text{ кг/кг топлива};$$

$$G'_s = V_s \cdot \gamma_s \cdot x^T = 10,4 \cdot x^T \text{ кг/кг клинкера.}$$

17. Расход влаги воздуха, согласно (15):

$$G_W^s = G_s \cdot x^T \frac{d}{1000} = 10,4 \cdot x^T \frac{7,56}{1000} = 0,08 \cdot x^T, \text{ кг/кг клинкера.}$$

$$V_W^s = \frac{G_W^s}{\gamma_{s. n}} = \frac{0,08 \cdot x^T}{0,805} = 0,10 x^T, \text{ нм}^3/\text{кг клинкера.}$$

18. Количество водяных паров, вносимых первичным воздухом из углеприготовительной установки, согласно (16):

$$G_W^y = x^T \frac{W_1 - W_2}{100 - W_1} = x^T \frac{10,79 - 2,0}{100 - 10,79} = 0,098 \cdot x^T \text{ кг/кг клинкера}$$

или

$$V_W^y = \frac{G_W^y}{\gamma_{s. n}} = \frac{0,098}{0,805} x^T = 0,122 \cdot x^T \text{ нм}^3/\text{кг клинкера.}$$

19. Сумма расходных статей материального баланса

$$G_{\text{расх}} = x^T + G_{cW} + G'_s + G_W^s + G_W^y =$$

$$= x^T + 2,70 + 10,4 \cdot x^T + 0,08 \cdot x^T + 0,098 \cdot x^T = 11,578x^T + 2,7 \text{ кг/кг клинкера.}$$

Б. Приходные статьи материального баланса

20. Выход клинкера — 1,00 кг.

21. Выход технологической углекислоты, согласно (17):

$$G_{CO_2}^c = \frac{CO_2^c}{100} [G_c^T + (G_c - G_c^T) \beta] = \frac{35,34}{100} [1,57 + (1,62 - 1,57) 0,5] = 0,565 \text{ кг/кг клинкера,}$$

$$CO_2^c = \frac{M_{CO_2} \cdot CaO^c}{M_{CaO}} + \frac{M_{CO_2} \cdot MgO^c}{M_{MgO}} = \frac{44,0 \cdot 42,99}{56} + \frac{44,0 \cdot 1,41}{40,32} = 35,34\%,$$

$$V_{CO_2}^c = \frac{G_{CO_2}^c}{\gamma_{CO_2}} = \frac{0,565}{1,977} = 0,286 \text{ нм}^3/\text{кг клинкера.}$$

22. Выход физической воды сырья согласно (20):

$$G_{W}^{\phi} = G_{cW} - G_c = 2,70 - 1,62 = 1,08 \text{ кг/кг клинкера,}$$

$$V_{W}^{\phi} = \frac{G_{W}^{\phi}}{\gamma_{в.п.}} = \frac{1,08}{0,805} = 1,34 \text{ нм}^3/\text{кг клинкера.}$$

23. Выход гидратной воды, согласно (21):

$$G_{W}^g = 0,0035 \cdot G_c \cdot Al_2O_3^c = 0,0035 \cdot 1,62 \cdot 3,00 = 0,017 \text{ кг/кг клинкера,}$$

$$V_{W}^g = \frac{G_{W}^g}{\gamma_{в.п.}} = 0,021 \text{ нм}^3/\text{кг клинкера.}$$

24. Выход уноса, согласно (22):

$$G_{ун}^c = (G_c - G_c^T) \left(1 - \frac{ППП^c}{100} \beta \right) = (1,62 - 1,57) 1,0 - 38,0 \cdot 0,5 \cdot 10^{-2} = 0,04 \text{ кг/кг клинкера.}$$

25. Выход отходящих газов из топлива, согласно (23):

$$V_{CO_2}^T = 0,0187 \cdot C^p = 0,0187 \cdot 70,45 = 1,316 \text{ нм}^3/\text{кг топлива,}$$

$$G_{CO_2}^T = V_{CO_2}^T \cdot \gamma_{CO_2} = 1,316 \cdot 1,977 = 2,61 \text{ кг/кг топлива,}$$

$$V_{SO_2}^T = 0,007 \cdot S^p = 0,007 \cdot 0,71 = 0,005 \text{ нм}^3/\text{кг топлива,}$$

$$G_{SO_2}^T = V_{SO_2}^T \cdot \gamma_{SO_2} = 0,005 \cdot 2,93 = 0,015 \text{ кг/кг топлива,}$$

$$V_{N_2}^T = 0,79 \cdot V_g + 0,08 N^p = 0,79 \cdot 8,05 + 0,08 \cdot 1,89 = 6,51 \text{ нм}^3/\text{кг топлива;}$$

$$G_{N_2}^T = V_{N_2}^T \cdot \gamma_{N_2} = 6,51 \cdot 1,25 = 8,15 \text{ кг/кг топлива};$$

$$V_{O_2}^T = 0,21 (\alpha - 1) V_0 = 0,21 (1,1 - 1,0) 7,32 = 0,169 \text{ нм}^3/\text{кг топлива};$$

$$G_{O_2}^T = V_{O_2}^T \cdot \gamma_{O_2} = 0,169 \cdot 1,429 = 0,241 \text{ кг/кг топлива};$$

$$V_{H_2O}^T = 0,112 H^p + 0,0124 \cdot W_2 = \frac{9}{100 \cdot 0,805} \cdot 4,39 + \frac{1}{100 \cdot 0,805} \cdot 2,0 = 0,515 \text{ нм}^3/\text{кг топлива};$$

$$G_{H_2O}^T = V_{H_2O}^T \cdot \gamma_{H_2O} = 0,515 \cdot 0,805 = 0,414 \text{ кг/кг топлива}.$$

26. Общий выход отходящих газов из топлива на 1 кг топлива

$$V_{o. z.}^T = 1,316 + 0,005 + 6,52 + 0,169 + 0,516 = 8,515 \text{ нм}^3/\text{кг топлива},$$

$$G_{o. z.}^T = 2,61 + 0,015 + 8,15 + 0,241 + 0,414 = 11,420 \text{ кг/кг топлива}$$

или

$$G_{o. z.}^T \cdot x^T, \text{ кг/кг клинкера}.$$

27. Общий выход отходящих газов из топлива и сырья на 1 кг клинкера, согласно (24):

$$V_{o. z.} = V_{o. z.}^T \cdot x^T + V_{CO_2}^c + V_W^p + V_W^z + V_W^a + V_W^v = 8,515 x^T + 0,286 + 1,34 + 0,021 + 0,10 + 0,122 = 8,737 x^T + 1,647 \text{ нм}^3/\text{кг клинкера}.$$

28. Унос золы топлива, согласно (25):

$$G_{ун}^z = \frac{(1 - a) x^T A^p}{100} = \frac{(1,0 - 0,9) x^T \cdot 15,68}{100} = 0,016 x^T \text{ кг/кг клинкера}.$$

Сумма приходных статей материального баланса:

$$G_{прих} = 1,00 + G_{CO_2}^c + G_W^p + G_W^z + G_{дж}^c + G_{o. z.}^T \cdot x^T + G_{ун}^z = 1,00 + 0,565 + 1,17 + 0,067 + 11,42 x^T + 0,016 x^T = 11,436 x^T + 2,729 \text{ кг/кг клинкера}.$$

Тепловой баланс вращающейся печи (ккал/кг клинкера)

Тепловой баланс составляется для случая «загрузочное сечение печи — разгрузочное сечение холодильника».

А. Приходные статьи

29. Теплопроизводительность топлива, согласно (27):

$$q = Q_n^p \cdot x^T = x^T \cdot 6660 \text{ ккал/кг клинкера}.$$

30. Физическое теплосодержание топлива, согласно (28):

$$Q_{\phi}^T = x^T \cdot c_T \cdot t_T = x^T 0,24 \cdot 50 = 12,0 x^T \text{ ккал/кг клинкера.}$$

31. Теплосодержание шлама, согласно (29):

$$Q_c = (G_c \cdot C_c + G_W^{\phi}) t_c = (1,62 \cdot 0,253 + 1,08) 15 = \\ = 22,3 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

32. Теплосодержание первичного (дутьевого) воздуха

$$Q'_g = V_g \cdot K \cdot c_g \cdot t'_g \cdot x^T = 8,05 \cdot 0,25 \cdot 0,31 \cdot 50 x^T = \\ = 31,2 x^T \text{ ккал/кг клинкера.}$$

33. Теплосодержание вторичного воздуха, согласно (32):

$$Q''_g = V_g (1 - K) c_g \cdot t_g x^T = 8,05 \cdot 0,75 \cdot 0,31 \cdot 15 x^T = \\ = 28,0 x^T \text{ ккал/кг клинкера.}$$

34. Теплосодержание водяных паров, поступающих из угольной мельницы с первичным воздухом:

$$Q_W^T = V_W^y \cdot c_{a. n.} \cdot t'_g = 0,122 \cdot 0,357 \cdot 50 x^T = 1,7 x^T \text{ ккал/кг клинкера.}$$

35. Сумма приходных статей теплового баланса

$$Q_{\text{прих}} = 6660 x^T + 12,0 x^T + 22,3 + 31,2 x^T + 28,0 x^T + 1,7 x^T = \\ = 6732,9 x^T + 22,3 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

Б. Расходные статьи

36. Теоретический расход тепла

$$q^T = 404,1 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

37. Расход тепла на испарение физической влаги сырья, согласно (34):

$$Q_W^c = G_W^{\phi} \cdot 597 = 1,08 \cdot 597 = 645 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

38. Потери тепла с отходящими газами:

$$Q_{o. z.} = [(V_{CO_2}^T \cdot c_{CO_2} + V_{SO_2}^T \cdot c_{SO_2} + V_{O_2}^T \cdot c_{O_2} + V_{N_2}^T \cdot c_{N_2} + V_{H_2O}^T \cdot c_{a. n.} + \\ + V_W^y \cdot c_{a. n.} + V_W^y \cdot c_{a. n.}) x^T + V_{CO_2}^c \cdot c_{CO_2} + V_W^{\phi} \cdot c_{a. n.} + \\ + V_W^z \cdot c_{a. n.}] t_{o. z.} = [(1,316 \cdot 0,427 + 0,005 \cdot 0,451 + 0,169 \cdot 0,319 + \\ + 6,51 \cdot 0,310 + 0,515 \cdot 0,364 + 0,10 \cdot 0,364 + 0,122 \cdot 0,364) x^T + \\ + 0,286 \cdot 0,427 + 1,34 \cdot 0,364 + 0,021 \cdot 0,364] 200 = 580 x^T + \\ + 123,5 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

39. Потери тепла с клинкером, вышедшим из первой камеры холодильника:

$$Q_{кл} = c_{кл} \cdot t'_{кл} = 0,208 \cdot 300 = 62,5 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

40. Потери тепла с безвозвратным уносом пыли, согласно (37):

$$Q_{ун} = G_{ун} c_{ун} \cdot t_{o. z.} = 0,04 \cdot 0,25 \cdot 200 = 2,0 \text{ ккал/кг клинкера}$$

41. Потери тепла с возвращенным уносом пыли, согласно (38):

$$Q'_{ун} = K_{ун} G_c \cdot c_{ун} (t_{o. z.} - t_c) = 0,05 \cdot 1,62 \cdot 0,25 (200 - 50) = 3,0 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

42. Расход тепла на дегидратацию и декарбонизацию уноса

$$Q_{ун}^{дек} = G_{ун}^c (5,68 Al_2O_3^c + 7,08 CaO^c + 4,06 MgO^c) = \\ = 0,04 (5,68 \cdot 3,09 + 7,08 \cdot 42,99 + 4,06 \cdot 1,41) = \\ = 13,0 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

43. Потери тепла в окружающую среду

$$Q_{o. c.} = 176,3 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

44. Сумма расходных статей теплового баланса:

$$Q_{расх} = 404,1 + 645 + 580 x^T + 123,5 + 62,5 + 2,0 + 3,0 + 13,0 + \\ + 176,3 = 580 x^T + 1429,4 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

Уравнение теплового баланса

$$Q_{прих} = Q_{расх} = 6732,9 \cdot x^T + 22,3 = 580 \cdot x^T + 1429,4.$$

45. Удельный расход топлива

$$x^T = \frac{1429,4 - 22,3}{6732,9 - 580} = 0,228 \text{ кг/кг клинкера.}$$

46. Удельный расход тепла

$$q = x^T \cdot Q_n^p = 0,228 \cdot 6660 = 1520 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

Распределение потерь тепла в окружающую среду по зонам (принято):

1. Зона испарения (цепная)	— 10	ккал/кг клинкера
2. Зона досушки	— 10	.
3. Зона дегидратации	— 12	.
4. Зона подогрева	— 8	.
5. Зона декарбонизации	— 27	.
6. Зона экзотермических ново- образований	— 23	.
7. Зона спекания	— 55	.
8. Зона охлаждения	— 20	.
9. Холодильник	— 11,3	.

Сводные данные по тепловому балансу

А. Приход тепла

№ п/п	Наименование статьи	ккал/кг клинкера	%
1	Теплопроизводительность топлива, q	1520,0	97,52
2	Теплосодержание топлива, Q_{ϕ}^T	2,7	0,17
3	Теплосодержание шлама, Q_c	22,3	1,48
4	Теплосодержание первичного воздуха, Q_a'	7,1	0,45
5	Теплосодержание вторичного воздуха, Q_a''	6,4	0,41
6	Теплосодержание водяных паров, Q_W^V	0,4	0,02
Всего приход тепла		1558,9	100,0

В. Расход тепла

№ п/п	Наименование статьи	ккал/кг клинкера	%
1	Теоретический расход тепла, q^T	404,1	25,97
2	Расход тепла на испарение влаги шлама, Q_W^{ϕ}	645,0	41,50
3	Потери тепла с отходящими газами, $Q_{a,z}$	256,0	16,40
4	Потери тепла с клинкером, выходящим из первой камеры колосникового холодильника, $Q_{кл}$	62,5	4,00
5	Потери тепла с безвозвратным пылеуносом, $Q_{ун}$	2,0	0,13
6	Потери тепла с возвратным пылеуносом, $Q_{ун}'$	3,0	0,19
7	Расход тепла на декарбонизацию пылеуноса, $Q_{унк}^{дек}$	13,0	0,87
8	Расход тепла в окружающую среду, $Q_{a,c}$	176,3	11,35
9	Невязка баланса, ΔQ	6,0	0,38
Всего расход тепла		1558,9	100,00

47. Тепловой коэффициент полезного действия печи

$$\eta_1 = \frac{(q^T + Q_W^{\phi}) 100}{q + Q_{\phi}^T + Q_c + Q_a' + Q_W^V + Q_a''} =$$

$$= \frac{(404,1 + 645,0) 100}{1520 + 2,7 + 22,3 + 7,1 + 6,4 + 0,41} = 67,3\%$$

48. Технологический коэффициент полезного действия печи

$$\eta_2 = \frac{q^T \cdot 100}{q} = \frac{404,1 \cdot 100}{1520} = 26,6\%$$

49. Сводные данные по материальному балансу

А. Расходные статьи

№ п/п	Наименование статьи	кг/кг клинкера
1	Расход топлива, x^T	0,228
2	Расход шлама, $G_{сw}$	2,700
3	Практический расход воздуха, G_a	2,375
4	Расход влаги воздуха, G_w^v	0,018
5	Расход водяных паров, поступающих из угольной мельницы, G_w^y	0,022
Всего расход . . .		5,343

Б. Приходные статьи

№ п/п	Наименование статьи	кг/кг клинкера
1	Выход клинкера	1,000
2	Выход технологического углекислого газа, $G_{CO_2}^c$	0,565
3	Выход физической воды, сырья, G_w^p	1,080
4	Выход гидратной воды, сырья, G_w^h	0,017
5	Выход уноса сырья, $G_{ун}$	0,040
6	Выход уноса золы топлива, $G_{ун}^z$	0,004
7	Выход отходящих газов $G_{ог}^T$	2,640
8	Невязка баланса, ΔG	0,003
Всего приход . . .		5,343

Температуры на границах технологических зон печи

50. Тепловой баланс зоны охлаждения и спекания

№ п/п	Приходные статьи, ккал/кг клинкера	№ п.п	Расходные статьи, ккал/кг клинкера
1	Выделение тепла при сжигании топлива $q = Q_n^p \cdot x^T = 6660 \cdot 0,228 = 1510,0$	1	Нагревание материала $q_1^p = c_{ка} (1450 - 1350) =$ $= 0,262 (1450 - 1350) = 26,2$

№№ п/п	Приходные статьи, ккал/кг клинкера	№№ п/п	Расходные статьи, ккал/кг клинкера
2	Теплосодержание топлива $Q_{\phi}^T = x^T c_T' t_T^T =$ $= 0,228 \cdot 0,24 \cdot 50 = 2,7$	2	Эффект образования жидкой фазы $q_2^p = c_{кл} \cdot 1450 - c_{с.с} \cdot 1450 =$ $= 0,270 \cdot 1450 - 0,248 \cdot 1450 = 32,0$
3	Теплосодержание первичного воздуха $Q_a' = 7,1$	3	Потери тепла с избыточным воздухом и выходящим клинкером из холодильника $q_3^p =$ учтены в п. 6 приходной статьи
4	Теплосодержание водяных паров $Q_W^V = 0,4$	4	Потери тепла в окружающую среду $q_{о.с.} = 21,7 + 15 + 50 = 86,7$
5	Теплосодержание вторичного воздуха $Q_a'' = 6,4$	5	Расчетное теплосодержание уходящих газов — $I_{о.г.}^{спек}$
6	Теплосодержание воздуха от охлаждения клинкера $Q_{кл} = c_{кл} (1450 - t'_{кл}) =$ $= 0,266 (1450 - 300) = 306,0$		
	Итого приход 1842,2		Итого расход 144,9 + $I_{о.г.}^{спек}$

Теплосодержание газов при выходе из зоны спекания

$$I_{о.г.}^{спек} = 1842,2 - 144,9 = 1697,3 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

Расчетная температура газового потока, соответствующая теплосодержанию $I_{о.г.}^{спек} = 1697,3$ ккал/кг клинкера, определяется методом подбора:

$$I_x = (V_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + V_{H_2O} \cdot c_{в.п.} + V_{O_2} \cdot c_{O_2} + V_{N_2} \cdot c_{N_2}) t_x =$$

$$= (0,302 \cdot 0,582 + 0,168 \cdot 0,47 + 0,039 \cdot 0,376 + 1,49 \cdot 0,356) 2100 =$$

$$= 1687 \text{ ккал/кг клинкера,}$$

$$I_y = 1780 \text{ ккал/кг клинкера,}$$

$$t_{расч}^{спек} = t_x + \left(\frac{I_{о. з.}^{спек} - I_x}{I_y - I_x} \right) (t_y - t_x) =$$

$$= 2100 + \frac{(1697,3 - 1687)}{1780 - 1687} (2200 - 2100) = 2108^\circ.$$

Практически температура $t^{спек}$ вследствие частичной диссоциации CO_2 и H_2O и долевого (торцевого) излучения будет ниже расчетной $t_{расч}^{спек}$.

Состав и парциальное давление газа в зоне спекания для CO_2 составляет $0,302 \text{ нм}^3/\text{кг клинкера}$; 15,2%; 0,152 *ата*

H_2O — 0,168 $\text{нм}^3/\text{кг клинкера}$; 8,4%; 0,084 *ата*

H_2 — 0,039 " ; 1,9%; 0,019 "

N_2 — 1,490 " ; 74,5%; 0,745 "

Всего 1,999 $\text{нм}^3/\text{кг клинкера}$; 100,0%; 1,000 *ата*.

Степень диссоциации CO_2 — $a = 15,8\%$ и H_2O — $b = 6,5\%$ (см. табл. 7, 8 приложения).

Теплота диссоциации CO_2

$$Q_{дисс}^{CO_2} = \frac{V_{CO_2} \cdot a \cdot Q_{CO_2}}{100} = \frac{0,302 \cdot 15,8 \cdot 3030}{100} = 144 \text{ ккал/кг клинкер.}$$

Теплота диссоциации H_2O

$$Q_{дисс}^{H_2O} = \frac{V_{H_2O} \cdot b \cdot Q_{H_2O}}{100} = \frac{0,168 \cdot 6,5 \cdot 2580}{100} = 28,4 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

Принимаем величину тепла, переданного в результате долевого излучения, в размере $Q_{изл} = 200 \text{ ккал/кг клинкера}$. Теплосодержание уходящих газов с учетом диссоциации CO_2 и H_2O и долевого излучения:

$$I_{пр}^{спек} = I_{расч}^{спек} - Q_{дисс}^{CO_2} - Q_{дисс}^{H_2O} - Q_{изл} =$$

$$= 1697,3 - 144,0 - 28,4 - 200 = 1325,3 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

Практическая температура газового потока при выходе из зоны спекания

$$t_{пр}^{спек} = 1600 + \left(\frac{1325,3 - 1235}{1330 - 1235} \right) (1700 - 1600) = 1695^\circ.$$

51. Тепловой баланс зоны экзотермических реакций

№ п/п	Приходные статьи	ккал/кг клинкера	№ п/п	Расходные статьи	ккал/кг клинкера
1	Теплосодержание поступивших газов	1697,3	1	Нагревание материала: $q^p = C_c (1350 - 950) =$ $= 0,255(1350 - 950) =$	102,0
2	Выделение тепла при образовании клинкерных минералов $q_{вкз} = \frac{1}{100} (58,2 \cdot 111 + 18,9 \cdot 148 +$ $+ 11,6 \cdot 83 + 8,1 \cdot 26 =$	103,9	2	Завершение декарбонизации $q^p = G_c \cdot 7,08 \cdot CaO^c (1 - \beta) =$ $= 1,62 \cdot 7,08 \cdot 42,99 \cdot 0,3 =$	147,5
3	Теплосодержание выделившегося CO ₂ $q_{CO_2} = V_{CO_2} (1 - \beta) c_{CO_2} \cdot 950 =$ $= 0,286 (1 - 0,7) 0,522 \cdot 950 =$	42,5	3	Потери в окружающую среду, $q_{о.с.}$	23,0
	Итого приход тепла	1843,7	4	Теплосодержание уходящих газов	$I_{о.з.}^{вкз}$
				Итого расход тепла	272,5 + $I_{о.з.}^{вкз}$

Теплосодержание газов при выходе из зоны экзотермических реакций

$$I_{о.з.}^{вкз} = 1843,7 - 272,5 = 1571,2 \text{ ккал/кг клинкера}; \quad t_{расч}^{вкз} = 1873^\circ.$$

Теплота диссоциации CO₂ и H₂O при 1873 составляет $Q_{дисс} = 109,0$ ккал/кг клинкера; передачу тепла в результате долевого излучения принимаем $Q_{изл} = 100$ ккал/кг клинкера

$$I_{пр}^{вкз} = 1571,2 - 209,0 = 1362,2 \text{ ккал/кг клинкера.}$$

Температура газового потока с учетом поправки на диссоциацию

$$t_{пр}^{вкз} = t_x + \left(\frac{I_{пр}^{вкз} - I_x}{I_y - I_x} \right) (t_y - t_x) = 1600 + \left(\frac{1362,2 - 1315}{1410 - 1315} \right) \cdot (1700 - 1600) = 1649^\circ.$$

52. Тепловой баланс зоны декарбонизации и подогрева

№ п/п	Приходные статьи	ккал/кг клинкера	№ п/п	Расходные статьи	ккал/кг клинкера
1	Теплосодержание поступивших газов, $I_{o.z.}^{дек}$	1571,2	1	Нагревание материала $q^p = (G_c - G_w^c) c_c (950 - 500) =$ $= (1,62 - 0,017) 0,256 \cdot 450 =$	184,0
2	Теплосодержание выделившегося CO_2 $q_{CO_2} = V_{CO_2}^c \cdot \beta \cdot c_{CO_2} \cdot 950 =$ $= 0,286 \cdot 0,7 \cdot 0,522 \cdot 950 =$	99,0	2	Декарбонизация $MgCO_3$ $q_2^d = 4,06 MgO^c \cdot G_c = 4,06 \cdot 1,41 \cdot 1,62 =$	9,0
3	Тепло, выделившееся при образовании метаксаина $q = 1,56 \cdot G_c \cdot Al_2O_3^c = 1,56 \cdot 1,62 \cdot 3,09$	7,8	3	Декарбонизация $CaCO_3$ $q_3^d = G_c \cdot 7,08 \cdot CaO^c \cdot \beta =$ $= 1,62 \cdot 7,08 \cdot 42,99 \cdot 0,7 =$	344,0
			4	Потери тепла в окружающую среду, $q_{o.c.}$	35,0
			5	Теплосодержание уходящих газов $I_{o.z.}^{дек}$	
	Итого приход тепла	1678,0		Итого расход тепла	572,0 = $I_{o.z.}^{дек}$

Теплосодержание газов при выходе из зоны декарбонизации и подогрева

$$I_{o.z.}^{дек} = 1678,0 - 572,0 = 1106,0 \text{ ккал/кг клинкера}$$

Температура газов, покидающих зону подогрева:

$$t_{под} = t_x + \left(\frac{I_{o.z.}^{дек} - I_x}{I_y - I_x} \right) (t_y - t_x) = 1200 + \left(\frac{1106,0 - 1090}{1190 - 1090} \right) (1300 - 1200) = 1216^\circ$$

53. Тепловой баланс зоны дегидратации

№ п/п	Приходные статьи	ккал/кг клинкера	№ п/п	Расходные статьи	ккал/кг клинкера
1	Теплосодержание поступивших газов, $I_{o.z.}^{дек}$	1106,0	1	Нагревание материала $q^p = G_c \cdot c_c (500 - 250) = 1,62 \cdot 0,253 \cdot 250 =$	102,0
2	Теплосодержание гидратной воды $q = 2,94 \cdot Al_2O_3^c \cdot G_c = 2,94 \cdot 3,09 \cdot 1,62 =$	14,7	2	Дегидратация каолина $q = G_c \cdot 5,68 \cdot Al_2O_3^c = 1,62 \cdot 5,68 \cdot 3,09 =$	28,4
			3	Потери тепла в окружающую среду	12,0
			4	Теплосодержание уходящих газов $I_{o.z.}^{дег}$	
	Итого приход тепла	1120,7		Итого расход	142,4 + $I_{o.z.}^{дег}$

Теплосодержание газов, покидающих зону дегидратации, $I_{o.z.}^{дег} = 1120,7 - 142,4 = 978,3 \text{ ккал/кг клинкера}$.

$$t_{о.з.}^{дег} = t_x + \left(\frac{I_{o.z.}^{дег} - I_x}{I_y - I_x} \right) (t_y - t_x) = 1000 + \left(\frac{972,7 - 897}{999 - 897} \right) (1100 - 1000) = 1079^\circ$$

54. Тепловой баланс зоны досушки

№ п/п	Приходные статьи	ккал/кг клинкера	№ п/п	Расходные статьи	ккал/кг клинкера
1	Теплосодержание поступивших газов, $I_{o.z.}^{дог}$	978,3	1	Нагревание сухого сырья $q^p = G_c \cdot c_c (250 - 100) = 1,62 \cdot 0,253 \cdot 150 =$	61,5
2	Теплосодержание выделившихся паров воды $q = \frac{G_c}{\gamma_{в.п.}} \left(\frac{W_{осм}}{100 - W_{осм}} \right) C_{в.п.} \cdot 100 =$ $= \frac{1,62}{0,805} \left(\frac{10}{100 - 10} \right) 0,359 \cdot 100 =$	3,0	2	Испарение остаточной влаги $q^p = G_c \left(\frac{W_{осм}}{100 - W_{осм}} \right) 597 =$ $= 1,62 \left(\frac{10}{100 - 10} \right) 597 =$	107,0
			3	Потери тепла в окружающую среду, $q_{o.c.} =$	10,0
			4	Теплосодержание уходящих газов	$I_{o.z.}^{дог}$
	Итого приход тепла	986,3		Итого расход тепла	178,5 + $I_{o.z.}^{дог}$

Теплосодержание газов, покидающих зону досушки, $I_{o.z.}^{дог} = 986,3 - 178,5 = 807,8$ ккал/кг клинкера.

$$\text{Температура газов } t^{дог} = t_x + \left(\frac{I_{o.z.}^{дог} - I_x}{I_y - I_x} \right) (t_y - t_c) = 800 + \left(\frac{807,8 - 775}{883 - 775} \right) (900 - 800) = 830^\circ.$$

55. Тепловой баланс зоны испарения (зона цепей)

№ п/п	Приходные статьи	ккал/кг клинкера	№ п/п	Расходные статьи	ккал/кг клинкера
1	Теплосодержание поступивших газов, $I_{o.z.}^{дог}$	807,8	1	Нагревание сухого сырья $q^p = G_c \cdot c_c (100 - 15) =$ $= 1,62 \cdot 0,253 (100 - 15) =$	34,8
2	Теплосодержание выделившихся паров воды $q = \frac{G_c}{\gamma_{в.п.}} \left(\frac{W_c}{100 - W_c} - \frac{W_{осм}}{100 - W_{осм}} \right) \times$ $\times c_{в.п.} \cdot 100 = \frac{1,62}{0,805} \times$ $\times \left(\frac{10}{100 - 40} - \frac{10}{100 - 10} \right) 0,359 \cdot 100 =$	40,2	2	Испарение влаги (от W_c до $W_{осм}$) $q^p = G_c \left(\frac{W_c}{100 - W_c} - \frac{W_{осм}}{100 - W_{осм}} \right) 597 =$ $= 1,62 \left(\frac{40}{100 - 40} - \frac{10}{100 - 10} \right) 597 =$	538,0
			3	Потери тепла в окружающую среду, $q_{o.c.}$	10,0
			4	Теплосодержание $I_{o.z.}$ выходящих из печи газов (является величиной известной из теплового баланса $Q_{o.z.}$ и может быть определена так же, как и для предыдущих зон)	256,0
	Итого приход тепла	848,0		Итого расход тепла	838,8

Уравнение теплового баланса последней зоны печи
 $q_{пр} = q_{расх} \pm \Delta q; 848,0 = 838,8 + 9,2$ ккал/кг клинкера.

$$\text{Величина погрешности } E = \frac{\Delta q \cdot 100}{q} = \frac{9,2 \cdot 100}{1520} = 0,6\%.$$

Теплосодержание отходящих газов по тепловому балансу зоны испарения:
 $I_{o.z.} = 848,0 - 582,8 = 265,2$ ккал/кг клинкера.

$$t_{o.z.} = t_x + \left(\frac{I_{o.z.} - I_x}{I_y - I_x} \right) (t_y - t_c) = 200 + \left(\frac{265,2 - 254,5}{392 - 254,5} \right) (300 - 200) = 208^\circ.$$

56. Удельный выход газов ($\text{м}^3/\text{кг}$ клинкера) и расход сырьевых материалов

п/п №	Наименование технологической зоны	V_{RO_2}	$V_{\text{H}_2\text{O}}$	V_{O_2}	V_{N_2}	V_2	$V_{\text{ср}_2}$	$G_{\text{м}}$ г/час	$V_{\text{ср}_\text{м}}$ м ³ /час
1	Спекания конец	$(1,316 + 0,05) \cdot 0,228 =$ $= 0,302$	$(0,10 + 0,515 + 0,122) \cdot$ $\cdot 0,228 = 0,168$	$0,169 \cdot 0,228 =$ $= 0,039$	$6,51 \cdot 0,228 =$ $= 1,490$	1,999	1,999	50	33,2
	начало	0,302	0,168	0,039	1,490	1,999			
2	Экзотермических реакций конец	0,302	0,168	0,039	1,490	1,999	2,042	50	35,6
	начало	$0,302 + (0,3 \cdot 0,286) =$ $= 0,388$	0,168	0,039	1,490	2,085			
3	Декарбонизации конец	0,388	0,168	0,039	1,490	2,085	2,185	50	48,5
	начало	$0,388 + 0,7 \cdot 0,286 =$ $= 0,588$	0,168	0,039	1,490	2,285			
4	Подогрева конец	0,588	0,168	0,039	1,490	2,285	2,285	80	64,6
	начало	0,588	0,168	0,039	1,490	2,285			
5	Дегидратации конец	0,588	0,168	0,039	1,490	2,288	2,295	80	64,5
	начало	0,588	$0,168 + 0,021 = 0,189$	0,039	1,490	2,306			

Продолжение табл. 49

п/п №	Наименование технологической зоны	V_{RO_2}	$V_{\text{H}_2\text{O}}$	V_{O_2}	V_{N_2}	V_2	$V_{\text{ср}_2}$	$G_{\text{м}}$ г/час	$V_{\text{ср}_\text{м}}$ м ³ /час
6	Досушки конец	0,588	0,189	0,039	1,490	2,306	2,416	81	68,5
	начало	0,588	$0,189 + \frac{1,62}{0,805} \left(\frac{10}{100-10} \right) =$ $= 0,413$	0,039	1,490	2,526			
7	Испарения конец	0,588	0,413	0,039	1,490	2,526	3,086	90	93,7
	начало	0,588	$0,189 + 1,34 = 1,529$	0,039	1,490	3,646			

57. Температуры материала и газов

Технологические зоны	Температура материала						Температура газов					
	начало зоны		среднее значение		конец зоны		начало зоны		среднее значение		конец зоны	
	$t_{м,1}^{\circ}\text{C}$	$T_{м,1}^{\circ}\text{K}$	$t_{м,2}^{\circ}\text{C}$	$T_{м,2}^{\circ}\text{K}$	$t_{м,3}^{\circ}\text{C}$	$T_{м,3}^{\circ}\text{K}$	$t_{г,1}^{\circ}\text{C}$	$T_{г,1}^{\circ}\text{K}$	$t_{г,2}^{\circ}\text{C}$	$T_{г,2}^{\circ}\text{K}$	$t_{г,3}^{\circ}\text{C}$	$T_{г,3}^{\circ}\text{K}$
Испарения	15	288	57	330	100	373	208	481	519	792	830	1103
Досушки	100	373	176	448	250	523	830	1103	954	1227	1079	1352
Дегидратации	250	523	375	648	500	773	1079	1352	1147	1420	1216	1489
Подогрева и декарбонизации	500	773	725	998	950	1223	1216	1489	1432	1705	1649	1922
Экзотермических реакций .	950	1223	1150	1423	1350	1623	1649	1922	1672	1945	1695	1968
Спекания	1350 ÷ 1450	—	1400 ÷ 1450	—	1350	—	—	—	1695	—	—	—
Охлаждения	1350	—	1275	—	1200	—	—	—	1175	—	—	—
Холодильник	1200	—	750	—	300	—	475	—	250	—	15	—

58. Температура вторичного воздуха, поступающего в печь из холодильника, определяется тепловым расчетом холодильника или приближенно по формуле:

$$t_a'' = \frac{\eta_x \cdot c_{кл} (t_{кл}'' - t_{кл}') + V_a (1 - K) c_a \cdot t_a \cdot \lambda^1}{V_a (1 - K) c_a \cdot \lambda^1} =$$

$$= \frac{0,9 \cdot 0,242 (1200 - 300) + 8,05 \cdot 0,75 \cdot 0,31 \cdot 15 \cdot 0,228}{8,05 \cdot 0,75 \cdot 0,31 \cdot 0,228} = 475^\circ.$$

Определение размеров вращающейся печи по упрощенной методике

59. Тепловая мощность печи, согласно (94), $Q = q \cdot G = 1520 \cdot 50000 = 76,0$ Мккал/час.

60. Внутренний диаметр печи

$$D_a = \sqrt[3]{\frac{Q}{1,1}} = \sqrt[3]{\frac{76,0}{1,1}} = 4,1 \text{ м.}$$

61. Наружный диаметр печи

$$D = D_a + 2\delta = 4,1 + 2 \cdot 0,2 = 4,5 \text{ м.}$$

62. Длина зоны охлаждения, согласно (53):

$$\Delta L_{охл} = w_m \tau = \frac{1,88 \cdot D_a \cdot i \cdot n \cdot \tau}{\sin \beta} =$$

$$= \frac{1,88 \cdot 4,1 \cdot 3,5 \cdot 0,8 \cdot 0,25}{\sin 45^\circ} = 7,7 \text{ м.}$$

63. Длина зоны спекания

$$\Delta L_{спек} = \frac{1,88 \cdot 4,1 \cdot 3,5 \cdot 0,8 \cdot 0,4}{\sin 50^\circ} = 11,3 \text{ м.}$$

64. Исходные данные для зоны экзотермических реакций: производительность печи $G = 50000$ кг/час; тепло, передаваемое материалу (см. п. 51);

$Q_m = 102,0 + 147,5 + 23 - 103,9 = 168,1$ ккал/кг клинкера;
поверхность теплообмена на 1 м длины зоны

$$F = \pi D_a = 3,14 \cdot 4,1 = 12,9 \text{ м}^2/\text{м};$$

приведенный коэффициент теплоотдачи (по табл. 3а)

$$\alpha = 93,1 \text{ ккал/м}^2 \text{ час} \cdot \text{град.}$$

Среднелогарифмическая разность температур

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{(1649 - 950) - (1695 - 1350)}{\ln \frac{1649 - 950}{1695 - 1350}} = 500^\circ$$

65. Длина зоны экзотермических реакций:

$$\Delta L_{\text{экз}} = \frac{G \cdot Q_{\text{м}}}{\alpha \cdot \Delta t \cdot F} = \frac{50000 \cdot 168,1}{93,1 \cdot 500 \cdot 12,9} = 14,0 \text{ м.}$$

66. Исходные данные для зоны декарбонизации и подогрева

$$G = 50000 \text{ кг/час;}$$

$$Q_{\text{м}} = 184,0 + 9,0 + 344,0 + 35,0 - 7,8 = 564,2 \text{ ккал/кг клинкера;}$$

$$F = 12,9 \text{ м}^2/\text{м;}$$

$$\alpha = 71,6 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град;}$$

$$\Delta t = \frac{(1216 - 500) - (1649 - 950)}{\ln \frac{1216 - 500}{1649 - 950}} = 615^\circ.$$

67. Длина зоны декарбонизации и подогрева

$$\Delta L_{\text{дек}} = \frac{50000 \cdot 564,2}{71,6 \cdot 615 \cdot 12,9} = 49,5 \text{ м.}$$

68. Исходные данные для зоны дегидратации:

$$G = 50000 \text{ кг/час;}$$

$$Q_{\text{м}} = 102,0 + 28,4 + 12,0 = 142,4 \text{ м;}$$

$$F = 12,9 \text{ м}^2/\text{м;}$$

$$\alpha = 42,6 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град;}$$

$$\Delta t = \frac{(1079 - 250) - (1216 - 500)}{\ln \frac{1079 - 250}{1216 - 500}} = 770^\circ.$$

69. Длина зоны дегидратации

$$\Delta L_{\text{дег}} = \frac{50000 \cdot 142,4}{42,6 \cdot 770 \cdot 12,9} = 16,9 \text{ м.}$$

70. Исходные данные для зоны досушки материала

$$G = 50000 \text{ кг/час;}$$

$$Q_{\text{м}} = 61,5 + 107,0 = 168,5 \text{ ккал/кг клинкера;}$$

$$F = \pi D_{\text{в}} = 3,14 \cdot 4,2 = 13,2 \text{ м}^2/\text{м.}$$

$$\alpha = 26,3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град;}$$

$$\Delta t = \frac{(1079 - 250) - (830 - 100)}{\ln \left(\frac{1079 - 250}{830 - 100} \right)} = 765^\circ.$$

71. Длина зоны досушки

$$\Delta L_{\text{дос}} = \frac{50000 \cdot 178,5}{26,3 \cdot 765 \cdot 13,2} = 33,8 \text{ м.}$$

72. Исходные данные для зоны испарения

$$G = 50000 \text{ кг/час};$$

$$Q_m = 582,8 \text{ ккал/кг клинкера};$$

поверхность теплообмена с учетом отношения поверхности цепей к поверхности футеровки $K_u = 3,0$

$$F = \pi D_o (1 + K_u) = 3,14 \cdot 4,2 (1 + 3,0) = 53,0 \text{ м}^2/\text{м};$$

$$\alpha_u = 33,2 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град};$$

$$\Delta t = \frac{(830 - 100) - (200 - 15)}{\ln \frac{830 - 100}{200 - 15}} = 395^\circ$$

73. Длина зоны испарения

$$\Delta L_u = \frac{50000 \cdot 582,8}{33,2 \cdot 395 \cdot 53,0} = 42,0 \text{ м.}$$

Длина участка печи перед цепной завесой с учетом возможной установки фильтра-подогревателя принимается равной

$$l = (1,0 \div 1,5) D \approx 6,0 \text{ м.}$$

74. Общая длина печи

$$L = 7,7 + 11,3 + 14,0 + 49,5 + 16,9 + 33,8 + 42,0 + 6,0 = 181,2 \text{ м.}$$

Длину печи можно уменьшить путем установки теплообменных устройств в зоне досушки или дегидратации, что приведет к увеличению поверхности теплоотдачи.

Принимая, например, коэффициент увеличения поверхности теплообмена в зоне досушки $K_T = 1,5$, длина ее

$$\Delta L_{дос} = \frac{50000 \cdot 178,5}{26,3 \cdot 765 \cdot 13,2 \cdot 1,5} = 22,7 \text{ м,}$$

т. е. меньше на 11,1 м.

С учетом установки теплообменников общая длина печи составит:

$$L = 181,2 - 11,1 = 170,1 \text{ м.}$$

Расчет теплопередачи и определение длины отдельных зон печи

Длина зоны охлаждения и спекания определяется исходя из технологических требований времени пребывания в них материала (см. п. 62,63).

$$\Delta L_{охл} = 7,7 \text{ м}; \quad \Delta L_{спек} = 11,3 \text{ м.}$$

Расчет теплопередачи в технологических зонах: экзотермических реакций, декарбонизации, дегидратации и досушки будет проводиться одновременно, при этом технологические зоны будут обозначены соответственно через *a*, *б*, *в* и *г*.

Количество тепла, отдаваемое футеровкой закрытой поверхности материала лучеиспусканием, согласно (66)

$$Q_{\phi. \partial. м.}^A = 4,96 \cdot \varepsilon_{\phi} \varepsilon_m \left[\left(\frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right] l_{\partial. м.}, \text{ ккал/м} \cdot \text{час.}$$

Степень черноты футеровки принимается $\varepsilon_{\phi} = 0,95$, а степень черноты материала принимается $\varepsilon_m = 0,90$.

75. Средняя температура поверхности футеровки в зонах принимается предварительно на основании опытных данных в следующих размерах:

- а) $t_{\phi} = 1350^{\circ}$; $T_{\phi} = 1623^{\circ} \text{ K}$;
- б) $t_{\phi} = 1180^{\circ}$; $T_{\phi} = 1453^{\circ} \text{ K}$;
- в) $t_{\phi} = 920^{\circ}$; $T_{\phi} = 1193^{\circ} \text{ K}$;
- г) $t_{\phi} = 750^{\circ}$; $T_{\phi} = 1023^{\circ} \text{ K}$.

Длина дуги материала $l_{\partial. м.}$ так же, как и длина хорды материала $l_{х. м.}$ и длина дуги футеровки $l_{\partial. \phi}$, определяется по справочнику, исходя из сечения печи, занятого материалом, следующим образом:

76. Средняя скорость движения материала в печи, согласно (53),

$$w_m = \frac{1,88 \cdot D_{\theta} \cdot i \cdot n}{\sin \beta} = \frac{1,88 \cdot 4,1 \cdot 3,5 \cdot 0,8}{\sin 35^{\circ}} = 38 \text{ м/час.}$$

77. Площадь сечения сегмента печи, занятая материалом,

$$\text{а) } f = \frac{V_m^{cp}}{w_m} = \frac{35,6}{38} = 0,94 \text{ м}^2;$$

$$\text{б) } f = \frac{48,5}{38} = 1,28 \text{ м}^2;$$

$$\text{в) } f = \frac{64,2}{38} = 1,69 \text{ м}^2;$$

$$\text{г) } f = \frac{68,5}{38} = 1,80 \text{ м}^2.$$

78. Значения $l_{\partial. м.}$, $l_{х. м.}$ и $l_{\partial. \phi}$ определяют по справочным таблицам, пользуясь для пересчета следующими формулами

$$f_{\text{табл.}} = \frac{f \cdot d_{\text{табл.}}^2}{D_{\theta}^2}; \quad l_{\partial. м.} = \frac{l_{\text{табл.}} \cdot D_{\theta}}{d_{\text{табл.}}}; \quad l_{х. м.} = \frac{a_{\text{табл.}} \cdot D_{\theta}}{d_{\text{табл.}}};$$

$$l_{\partial. \phi} = \pi D_{\theta} - l_{\partial. м.}$$

79. Числовые значения длины хорды материала, длины дуги материала и длины дуги футеровки:

- а) $l_{х.м.} = 2,68 \text{ м}$; $l_{д.м.} = 2,95 \text{ м}$; $l_{д.ф.} = 9,95^2 \text{ м}$;
 б) $l_{х.м.} = 2,93 \text{ м}$; $l_{д.м.} = 3,30 \text{ м}$; $l_{д.ф.} = 9,60 \text{ м}$;
 в) $l_{х.м.} = 3,18 \text{ м}$; $l_{д.м.} = 3,67 \text{ м}$; $l_{д.ф.} = 9,23 \text{ м}$;
 г) $l_{х.м.} = 3,22 \text{ м}$; $l_{д.м.} = 3,73 \text{ м}$; $l_{д.ф.} = 9,17 \text{ м}$.

Количество тепла, отдаваемого футеровкой материалу лучеиспусканием:

$$80. \text{ а) } Q_{ф.д.м.}^{\lambda} = 4,96 \cdot 0,95 \cdot 0,90 \left[\left(\frac{1623}{100} \right)^4 - \left(\frac{1423}{100} \right)^4 \right] \times \\ \times 2,95 = 340000 \text{ ккал/м} \cdot \text{час};$$

$$\text{б) } Q_{ф.д.м.}^{\lambda} = 470000 \text{ ккал/м} \cdot \text{час};$$

$$\text{в) } Q_{ф.д.м.}^{\lambda} = 283000 \text{ ккал/м} \cdot \text{час};$$

$$\text{г) } Q_{ф.д.м.}^{\lambda} = 166000 \text{ ккал/м} \cdot \text{час}.$$

81. Количество тепла, отдаваемого футеровкой материалу теплопроводностью, определяется согласно (62):

$$Q_{ф.м.}^T = \sqrt{\frac{\lambda_{ф} \cdot c_{ф} \gamma_{ф}}{Z_0}} \cdot I(t_2 - t_m)(l_{д.ф.} + l_{д.м.}), \text{ ккал/м} \cdot \text{час}.$$

82. Коэффициент теплопроводности футеровки $\lambda_{ф}$:

$$\text{а) } \lambda_{ф} = 0,97 \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{град (табл. 9, (приложение));}$$

$$\text{б) } \lambda_{ф} = 0,6 + 0,00055 \cdot t_{ф} = 0,6 + 0,00055 \cdot 1180 = 1,23 \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{град};$$

$$\text{в) } \lambda_{ф} = 1,11 \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{град};$$

$$\text{г) } \lambda_{ф} = 1,04 \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{град}.$$

83. Теплоемкость футеровки:

$$\text{а) } c_{ф} = 0,18 + 0,000036 \cdot 1350 = 0,23 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град};$$

$$\text{б) } c_{ф} = 0,193 + 0,000075 \cdot 1180 = 0,28 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град};$$

$$\text{в) } c_{ф} = 0,27 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град};$$

$$\text{г) } c_{ф} = 0,26 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}.$$

84. Объемный вес футеровки:

$$\text{а) } \gamma_{ф} = 2800 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{б, в, г) } \gamma_{ф} = 1800 \text{ кг/м}^3.$$

Длительность оборота печи

$$Z_0 = \frac{1}{60 \cdot n} = \frac{1}{60 \cdot 0,8} = 0,021 \text{ час/об}.$$

Величина параметра I принимается по рис. 60, в зависимости от значений критерия A и H .

85. Значение критерия A , согласно (64):

$$а) A = \frac{l_{д.ф.}}{l_{д.ф.} + l_{д.м.}} = \frac{9,95}{9,95 + 2,95} = 0,77;$$

$$б) A = 0,74; \quad в) A = 0,72; \quad г) A = 0,71.$$

86. Коэффициент теплообмена между газовым потоком и футеровкой, согласно (67):

$$а) \alpha_{г.ф.} = \frac{Q_{ф.д.м.}^*}{(t_г - t_ф) l_{д.ф.}} = \frac{340000}{(1672 - 1350) 9,95} = 106,0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град};$$

$$б) \alpha_{г.ф.} = 194,0; \quad в) \alpha_{г.ф.} = 135,0;$$

$$г) \alpha_{г.ф.} = 88,0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}.$$

87. Коэффициент теплообмена между футеровкой и материалом, согласно (68):

$$а) \alpha_{ф.м.} = \frac{Q_{ф.д.м.}^*}{(t_ф - t_м) \cdot l_{д.м.}} = \frac{340000}{(1350 - 1150) 2,95} = 575 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град};$$

$$б) \alpha_{ф.м.} = 312,0; \quad в) \alpha_{ф.м.} = 135,0;$$

$$г) \alpha_{ф.м.} = 71,0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}.$$

88. Средний коэффициент теплообмена, согласно (65):

$$а) \alpha_{ср} = \frac{\alpha_{г.ф.} \cdot l_{д.ф.} + \alpha_{ф.м.} \cdot l_{д.м.}}{l_{д.ф.} + l_{д.м.}} = \frac{106,0 \cdot 9,95 + 575 \cdot 2,95}{9,95 + 2,95} = 213,0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}.$$

$$б) \alpha_{ср} = 216,0; \quad в) \alpha_{ср} = 135,0;$$

$$г) \alpha_{ср} = 83,0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}.$$

89. Значение критерия N , согласно (63):

$$а) N = \frac{\alpha_{ср}^2 \cdot Z_0}{\lambda_{ф.} \cdot c_{ф.} \cdot \gamma_{ф.}} = \frac{213^2 \cdot 0,021}{0,97 \cdot 0,23 \cdot 2800} = 1,53;$$

$$б) N = 1,58; \quad в) N = 0,71; \quad г) N = 0,29.$$

90. Значение параметра I по рис. 60:

$$а) I = 0,130; \quad б) I = 0,135; \quad в) I = 0,110; \quad г) I = 0,085.$$

91. Количество тепла, отдаваемое футеровкой материалу теплопроводностью, согласно (62):

$$а) Q_{д.м.}^T = \sqrt{\frac{0,97 \cdot 0,23 \cdot 2800}{0,021}} 0,130 (1672 - 1150) (9,95 + 2,95) = 150000 \text{ ккал/м} \cdot \text{час};$$

$$б) Q_{д.м.}^T = 213000 \text{ ккал/м} \cdot \text{час}; \quad в) Q_{д.м.}^T = 174000 \text{ ккал/м} \cdot \text{час}; \\ Q_{д.м.}^T = 130000 \text{ ккал/м} \cdot \text{час}.$$

92. Потери тепла корпусом в окружающую среду, согласно (61) и п. 47 (длины зон принимаются на основе величин, найденных по приближенной методике, см. п. 65).

$$а) Q_{0.с.}^{A.K.} = \frac{q_{0.с.} \cdot Q}{\Delta L_{окз}} = \frac{23 \cdot 50000}{12,1} = 195000 \text{ ккал/м} \cdot \text{час};$$

$$б) Q_{0.с.}^{A.K.} = 39000; \quad в) Q_{0.с.}^{A.K.} = 39400;$$

$$г) Q_{0.с.}^{A.K.} = 15800 \text{ ккал/м} \cdot \text{час}.$$

Температура футеровки определяется, согласно (70), методом подбора.

Проведение вспомогательных расчетов величин, входящих в формулу (70):

Свободная площадь сечения печи:

$$93. а) F' = \frac{\pi D_0^2}{4} - f = \frac{3,14 \cdot 4,1^2}{4} - 0,94 = 12,26 \text{ м}^2;$$

$$б) F' = 11,92 \text{ м}^2; \quad в) F' = 11,51 \text{ м}^2; \quad F' = 11,4 \text{ м}^2.$$

94. Диаметр равновеликого круга:

$$а) D' = \sqrt{\frac{F'}{0,785}} = \sqrt{\frac{12,26}{0,785}} = 3,95 \text{ м};$$

$$б) D' = 3,90 \text{ м}; \quad в) D' = 3,83 \text{ м}; \quad г) D' = 3,81 \text{ м}.$$

95. Длина пути, проходимого лучистой энергией,

$$а) s = 0,9 D' = 0,9 \cdot 3,95 = 3,56 \text{ м};$$

$$б) s = 3,51 \text{ м}; \quad в) s = 3,45 \text{ м}; \quad г) s = 3,43 \text{ м}.$$

96. Парциальное давление CO_2 и H_2O

$$а) p_{\text{CO}_2} = \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{\text{ср}}} = \frac{0,302 + 0,388}{2 \cdot 2,042} = 0,170 \text{ ата},$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{ср}}} = \frac{0,168}{2,042} = 0,082 \text{ ата};$$

$$б) p_{\text{CO}_2} = 0,223 \text{ ата}, \quad p_{\text{H}_2\text{O}} = 0,077 \text{ ата};$$

$$в) p_{\text{CO}_2} = 0,257 \text{ ата}, \quad p_{\text{H}_2\text{O}} = 0,078 \text{ ата};$$

$$г) p_{\text{CO}_2} = 0,243 \text{ ата}, \quad p_{\text{H}_2\text{O}} = 0,125 \text{ ата}.$$

97. Количество уноса за печью:

$$g_{\text{ун}} = G_{\text{ун}}^c + G_{\text{ун}}^s + K_{\text{ун}} \cdot G_c = 0,04 + 0,228 \cdot 0,016 + 0,05 \cdot 1,62 = 0,12 \text{ кг/кг клинкера}$$

(см. п. 24, 28, 41).

98. Величина уноса материала из цепной завесы с учетом к.п.д. цепей по пылеулавливанию, равного 25%.

$$g_{\text{ун}}^н = \frac{g_{\text{ун}}}{0,75} = \frac{0,125}{0,75} = 0,166 \text{ кг/кг клинкера}.$$

99. Приблизительное количество уноса материала на границах технологических зон

$$а) g_{уи} = \frac{g_{уи}^n (L - L_{вкз})}{L - \Delta L_{ц}} = \frac{0,166 (170,1 - 139,0)}{170,1 - 41,3} = 0,040 \text{ кг/кг клинкера};$$

б) $g_{уи} = 0,098$; в) $g_{уи} = 0,118$; г) $g_{уи} = 0,159$ кг/кг клинкера.

100. Концентрация твердых частиц в газах:

$$а) \mu = \frac{g_{уи}}{V_{ср}} = \frac{0,040}{2,042} = 0,0197 \text{ кг/м}^3;$$

б) $\mu = 0,043$; в) $\mu = 0,0515$; г) $\mu = 0,066$ кг/м³.

101. Производство парциального давления на длину пути луча для $p_{CO_2} \cdot s$ и $p_{H_2O} \cdot s$ соответственно:

а) $0,170 \cdot 3,56 = 0,605$ атм·м;	$0,082 \cdot 3,56 = 0,292$ атм·м
б) $0,229 \cdot 3,51 = 0,781$ "	$0,077 \cdot 3,51 = 0,250$ "
в) $0,257 \cdot 3,45 = 0,885$ "	$0,078 \cdot 3,45 = 0,269$ "
г) $0,243 \cdot 3,43 = 0,835$ "	$0,125 \cdot 3,43 = 0,427$ "

102. Коэффициент излучения CO_2 и H_2O при средней температуре газов (по рис. 65, 66 и 67 с учетом поправки на парциальное давление водяных паров β)

а) $\epsilon_{CO_2} = 0,12$; $\beta_{H_2O} = 1,05 \cdot 0,115 = 0,121$;
б) $\epsilon_{CO_2} = 0,14$; $\beta_{H_2O} = 1,05 \cdot 0,124 = 0,130$;
в) $\epsilon_{CO_2} = 0,18$; $\beta_{H_2O} = 1,05 \cdot 0,16 = 0,169$;
г) $\epsilon_{CO_2} = 0,19$; $\beta_{H_2O} = 1,05 \cdot 0,21 = 0,220$.

103. Поправка $\Delta \epsilon$ на взаимное перекрытие полос излучения углекислоты и водяных паров (см. рис. 68). При

$$\frac{p_{H_2O}}{p_{H_2O} + p_{CO_2}} = 0,68; 0,74; 0,77 \text{ и } 0,66; p_n s = 0,9; 1,05; 1,15; 1,26.$$

а) $\Delta \epsilon = 0,05$; б) $\Delta \epsilon = 0,055$; в) $\Delta \epsilon = 0,056$; г) $\Delta \epsilon = 0,052$.

104. Характеристика степени черноты пылевоздушного потока:

$$а) x = \frac{0,75 \cdot 273 \cdot \mu S}{\gamma \cdot r \cdot T_2} = \frac{0,75 \cdot 273 \cdot 0,0197 \cdot 3,56}{2700 \cdot 0,000025 \cdot 1945} = 0,11;$$

б) $x = 0,26$; в) $x = 0,38$; г) $x = 0,56$.

105. Степень черноты твердых частиц

$$а) \epsilon_T = 1 - e^{-x} = 1 - 2,718^{-0,11} = 0,10;$$

б) $\epsilon_T = 0,252$; в) $\epsilon_T = 0,318$; г) $\epsilon_T = 0,42$.

106. Коэффициент излучения газового потока при средней температуре газа определяется по формуле:

$$\epsilon'_2 = (\epsilon_{\text{CO}_2} + \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta\epsilon) + \epsilon_T - (\epsilon_{\text{CO}_2} + \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta\epsilon)\epsilon_T:$$

$$\text{а) } \epsilon'_2 = (0,12 + 0,121 - 0,05) + 0,10 - (0,12 + 0,121 - 0,05)0,10 = 0,272;$$

$$\text{б) } \epsilon'_2 = 0,413; \quad \text{в) } \epsilon'_2 = 0,518; \quad \text{г) } \epsilon'_2 = 0,627.$$

107. Коэффициент излучения CO_2 и H_2O при средней температуре футеровки:

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = \epsilon'_{\text{CO}_2} (T_2 / T_{\phi})^{0,65} \quad \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = \beta \epsilon'_{\text{H}_2\text{O}}:$$

$$\text{а) } \epsilon_{\text{CO}_2} = 0,15 \left(\frac{1945}{1623} \right)^{0,65} = 0,170; \quad \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 1,05 \cdot 0,15 = 0,158;$$

$$\text{б) } \epsilon_{\text{CO}_2} = 0,202; \quad \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 1,05 \cdot 0,15 = 169;$$

$$\text{в) } \epsilon_{\text{CO}_2} = 0,236; \quad \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 1,05 \cdot 0,29 = 0,210;$$

$$\text{г) } \epsilon_{\text{CO}_2} = 0,226; \quad \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 1,05 \cdot 0,30 = 0,316.$$

108. Коэффициент излучения газового потока при средней температуре футеровки определяется по формуле

$$\epsilon''_2 = (\epsilon_{\text{CO}_2} + \epsilon_{\text{H}_2\text{O}}) + \epsilon_T - (\epsilon_{\text{CO}_2} + \epsilon_{\text{H}_2\text{O}})\epsilon_T:$$

$$\text{а) } \epsilon''_2 = (0,170 + 0,158) + 0,10 - (0,170 + 0,158)0,10 = 0,395;$$

$$\text{б) } \epsilon''_2 = 0,530; \quad \text{в) } \epsilon''_2 = 0,623; \quad \text{г) } \epsilon''_2 = 0,734.$$

109. Коэффициент излучения CO_2 и H_2O при средней температуре материала

$$\text{а) } \epsilon_{\text{CO}_2} = 0,17 \left(\frac{1945}{1423} \right)^{0,65} = 0,208; \quad \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 1,05 \cdot 0,17 = 0,179;$$

$$\text{б) } \epsilon_{\text{CO}_2} = 0,283; \quad \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 1,05 \cdot 0,21 = 0,220;$$

$$\text{в) } \epsilon_{\text{CO}_2} = 0,283; \quad \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 1,05 \cdot 0,28 = 0,294;$$

$$\text{г) } \epsilon_{\text{CO}_2} = 0,288; \quad \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 1,05 \cdot 0,32 = 0,336.$$

110. Коэффициент излучения газового потока при средней температуре материала определяется по формуле:

$$\epsilon''_2 = (\epsilon_{\text{CO}_2} + \epsilon_{\text{H}_2\text{O}}) + \epsilon_T - (\epsilon_{\text{CO}_2} + \epsilon_{\text{H}_2\text{O}})\epsilon_T:$$

$$\text{а) } \epsilon''_2 = (0,208 + 0,179) + 0,10 - (0,208 + 0,179)0,10 = 0,45;$$

$$\text{б) } \epsilon''_2 = 0,635; \quad \text{в) } \epsilon''_2 = 0,712; \quad \text{г) } \epsilon''_2 = 0,786.$$

111. Скорость газов в свободном сечении печи:

$$\text{а) } w_2 = \frac{G \cdot V_2^{cP}}{3600 \cdot F'} = \frac{50000 \cdot 2,042}{3600 \cdot 12,26} = 2,31 \text{ км}^3/\text{м}^2 \cdot \text{сек};$$

$$\text{б) } w_2 = 2,55; \quad \text{в) } w_2 = 2,77; \quad \text{г) } w_2 = 2,93 \text{ км}^3/\text{м}^2 \cdot \text{сек}.$$

112. Конвективный коэффициент теплообмена, согласно (84):

$$а) \alpha_k = \frac{17.8 (w_2 \cdot c_2)^{0.8} \lambda_2^{0.2}}{(D')^{0.2}} = \frac{17.8 (2.31 \cdot 0.31)^{0.8} \cdot 0.07^{0.2}}{3.95^{0.2}} =$$

$$= 6,4 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град};$$

б) $\alpha_k = 6,6$; в) $\alpha_k = 6,7$; г) $\alpha_k = 6,7 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$.

113. Температура футеровки определяется методом подбора из уравнения (70):

а) для зоны экзотермических реакций

$$\left(\frac{T_\phi}{100}\right)^4 \{4,96 \cdot 0,95 [0,90 (1,0 - 0,395) 2,68 + 0,395 \times$$

$$\times 9,95]\} + 6,4 \cdot 9,95 t_\phi = 4,96 \cdot 0,95 \cdot 0,272 \left(\frac{1945}{100}\right)^4 9,95 +$$

$$+ 9,95 \cdot 1672 \cdot 6,4 + 4,96 \cdot 0,95 \cdot 0,90 \cdot (1 - 0,45) \left(\frac{1423}{100}\right)^4 2,68 -$$

$$- 95000 - 150000;$$

$$\left(\frac{T_\phi}{100}\right)^4 26,4 + 63,5 t_\phi = 1947000;$$

$T_\phi = 1633^\circ \text{K}$; $t_\phi = 1360^\circ \text{C}$ (предварительно принято $t_\phi = 1350^\circ$);

б) для зоны декарбонизации и подогрева

$$\left(\frac{T_\phi}{100}\right)^4 29,9 + 63,5 t_\phi = 1553000;$$

$T_\phi = 1488^\circ \text{K}$; $t_\phi = 1215^\circ \text{C}$ (предварительно принято $t_\phi = 1180^\circ \text{C}$);

в) для зоны дегидратации

$$\left(\frac{T_\phi}{100}\right)^4 32,3 + 61,9 t_\phi = 782800;$$

$T_\phi = 1223^\circ \text{K}$; $t_\phi = 950^\circ \text{C}$ (предварительно принято $t_\phi = 920^\circ \text{C}$);

г) для зоны досушки

$$\left(\frac{T_\phi}{100}\right)^4 35,6 + 61,5 t_\phi = 520050; \quad T_\phi = 1070^\circ \text{K};$$

$t_\phi = 797^\circ \text{C}$ (предварительно принято $t_\phi = 750^\circ \text{C}$).

Учитывая то, что расхождение между предварительно принятыми величинами температуры футеровки (см. п. 75) и

фактически полученными расчетным путем не превышает 50°, повторные определения истинных величин температуры футеровки не производятся.

$I-t$ — диаграмма вращающейся печи, полученная на основе проведенных выше расчетов, изображена на рис. 62, б.

114. Количество тепла, отдаваемое футеровкой материалу лучеиспусканием, по формуле (87):

$$Q_{\phi.м.}^* = 4,96 \epsilon_{\phi} \cdot \epsilon_m \left[(1 - \epsilon_z^*) \left(\frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 - (1 - \epsilon_z) \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right] l_{x.м.};$$

$$\text{а) } Q_{\phi.м.}^* = 4,96 \cdot 0,95 \cdot 0,9 \left[(1 - 0,395) \left(\frac{1633}{100} \right)^4 - (1 - 0,45) \left(\frac{1423}{100} \right)^4 \right] \cdot 2,68 = 222000 \text{ ккал/м} \cdot \text{час};$$

$$\text{б) } Q_{\phi.м.}^* = 241000 \text{ ккал/м} \cdot \text{час};$$

$$\text{в) } Q_{\phi.м.}^* = 105000 \text{ "}$$

$$\text{г) } Q_{\phi.м.}^* = 46500 \text{ "}$$

115. Количество тепла, отдаваемое газовым потоком материалу лучеиспусканием, по формуле (88):

$$Q_{z.м.}^* = 4,96 \cdot \epsilon_m \left[\epsilon_z' \left(\frac{T_z}{100} \right)^4 - \epsilon_z \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right] l_{x.м.};$$

$$\text{а) } Q_{z.м.}^* = 4,96 \cdot 0,90 \left[\left(0,272 \left(\frac{1945}{45} \right)^4 - 0,450 \left(\frac{1423}{100} \right)^4 \right) \right] 2,68 = 238000 \text{ ккал/м} \cdot \text{час};$$

$$\text{б) } Q_{z.м.}^* = 370000 \text{ ккал/м} \cdot \text{час};$$

$$\text{в) } Q_{z.м.}^* = 280000 \text{ ккал/м} \cdot \text{час};$$

$$\text{г) } Q_{z.м.}^* = 193000 \text{ ккал/м} \cdot \text{час}.$$

116. Количество тепла, отдаваемое газовым потоком материалу конвенцией по уравнению (83):

$$\text{а) } Q_{z.м.}^* = \alpha_k (t_z - t_m) l_{x.м.} = 6,4(1672 - 1150) 2,68 = 8950 \text{ ккал/м} \cdot \text{час};$$

$$\text{б) } Q_{z.м.}^* = 13700 \text{ ккал/м} \cdot \text{час};$$

$$\text{в) } Q_{z.м.}^* = 16500 \text{ ккал/м} \cdot \text{час};$$

$$\text{г) } Q_{z.м.}^* = 14600 \text{ "}$$

Длина технологических зон вращающейся печи

117. Длина зоны охлаждения, согласно п. 70,

$$\Delta l_{\text{охл}} = 7,7 \text{ м.}$$

118. Длина зоны спекания, согласно п. 71,

$$\Delta L_{\text{спек}} = 11,3 \text{ м.}$$

119. Длина зоны экзотермических реакций (с учетом участка по завершению процесса декарбонизации).

$$\Delta L_{\text{экс}} = \frac{G \cdot Q_m}{K(Q_{\text{ф. м.}}^m + Q_{\text{ф. м.}}^a + Q_{\text{з. м.}}^a + Q_{\text{з. м.}}^k)} = \frac{50000 \cdot 168,1}{0,9(150000 + 222000 + 238000 + 8950)} = 15,1 \text{ м.}$$

120. Длина зоны декарбонизации и подогрева

$$\Delta L_{\text{дек}} = \frac{50000 \cdot 564,2}{0,87(213000 + 241000 + 370000 + 13700)} = 38,4 \text{ м.}$$

121. Длина зоны дегидратации

$$\Delta L_{\text{дег}} = \frac{50000 \cdot 142,4}{0,86(174000 + 105000 + 280000 + 16500)} = 14,5 \text{ м.}$$

122. Длина зоны досушки

$$\Delta L_{\text{дос}} = \frac{50000 \cdot 178,5}{0,85(130000 + 46500 + 193000 + 14600)} = 27,4 \text{ м.}$$

123. Длина зоны испарения (навески цепей):

$$\Delta L_{\text{исп}} = \frac{G \cdot Q_m}{\alpha_{ц} \Delta t \cdot F_{ц}} = \frac{50000 \cdot 582,8}{33,2 \cdot 395 \cdot 53} = 41,3 \text{ м.}$$

124. Длина участка печи перед цепной завеской принимаем

$$\Delta L_1 = 6,0 \text{ м.}$$

125. Общая длина печи по расчету

$$L = 7,7 + 11,3 + 15,1 + 38,4 + 14,5 + 27,4 + 42,0 + 6,0 = 162,4 \text{ м.}$$

Теплотехнические расчеты вращающейся печи произведены с помощью 50 м/час, проведенные по упрощенной и развернутой методике, показали, что ее длина должна быть порядка 160—180 м. Следует отметить, что приводимая развернутая методика расчета наряду с достоинствами, заключающимися в детальном изображении всех видов передачи тепла от теплоносителя к материалу, является довольно сложной, а в некоторых местах не совсем точной. Однако ее преимущество перед методом расчета цементных печей, основанных на эмпирических формулах, является очевидной. Некоторые положения по более строгой методике теплотехнического расчета вращающихся печей даны в последнее время Е. И. Ходоровым *

* Е. И. Ходоров. Журнал «Цемент», № 5, 1960; «Цемент», № 6, 1961.

которые им получены в результате обработки с применением теории подобия опытных данных многих теплотехнических испытаний этих агрегатов.

Пример 2

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНВЕЙЕРНОГО КАЛЬЦИНАТОРА

1. **Задание.** Сделать проектный теплотехнический расчет конвейерного кальцинатора с двухступенчатым просасыванием газов, работающего с вращающейся печью размерами 4×53 м, производительностью 29,2 т клинкера/час при общем расходе тепла в количестве 900 ккал/кг клинкера, применительно к обжигу новороссийского сырья.

2. Исходные данные:

Химический состав сырьевой смеси, %		
SiO_2^c		14,94
Al_2P_3^c		2,46
Fe_2O_3^c		2,63
CaO^c		44,18
MgO^c		0,63
SO_3^c		0,57
Потери при прокаливании, %		34,59
Сумма		100,00
Коэффициент насыщения KH		0,91
Влажность сырьевых гранул, поступающих в кальцинатор, W_c , %		12,5
Зерновой состав сырьевых гранул, %		
14—12 мм		20,0
12—10 мм		30,0
10—8 мм		30,0
8—6 мм		20,0
Насыпной вес сырьевых гранул, γ кг/м ³		1100
Удельный (кажущийся) вес сырьевых гранул, $\gamma_{\text{каж}}$ кг/м ³		2000
Циркуляция сырьевой пыли: унос горячей пыли из печи в кальцинатор, $K_{\text{ун}}$, %		15,0
Безвозвратный унос пыли из кальцинатора, $a_{\text{ун}}$, %		5,0
Провал сырья через решетку кальцинатора, $K_{\text{пр}}$, %		20,0
Присос окружающего воздуха в кальцинатор, $K_{\text{окр}}$, %		40,0
Температура окружающего воздуха, t_a , град		20
Степень декарбонизации углекислого кальция в кальцинаторе, β , доли единиц		0,40
Температура сырья:		
на входе в кальцинатор, t_c , град		35
на выходе из кальцинатора, t_c^k , град		850
Температура газов и паров, уходящих из кальцинатора, $t_{o.g.}$, град		150

Состав применяемого газообразного топлива (ставропольский газ)*, %

метан CH_4	97,7
двуокись углерода CO_2	0,7
азот N_2	1,6
всего	100,0
Теплотворность топлива, Q_p^p , ккал/нм ³	8400
Коэффициент избытка воздуха при горении топлива, α , доли единиц	1,1

3. Количество топочных газов и паров, поступающих из печи в кальцинатор**:

Наименование	Объем, нм ³ /кг клинкера	Вес, кг/кг клинкера
Двуокись углерода	$\frac{900}{8400} 0,01 (97,7 + 0,7) = 0,1053$	$0,1059 \cdot 1,96 = 0,2065$
Азот	$\frac{900}{8400} (1,1 \cdot 0,79 \cdot 0,0476 \cdot 2 \times$ $\times 97,7 + 0,01 \cdot 1,6) = 0,87$	$0,87 \cdot 1,25 = 1,088$
Водяной пар	$\frac{900}{8400} (0,01 \cdot 2 \cdot 97,7 + 1,1 \times$ $\times 0,0476 \cdot 2 \cdot 97,7 \cdot 0,0161) =$ $= 0,227$	$0,227 \cdot 0,804 = 0,1825$

4. Материальный баланс конвейерного кальцинатора***
(кг/кг клинкера)

Расходные статьи	Приходные статьи
<p>1. Расход гранулированной сырьевой смеси</p> $G_{cW} = 100 \times \frac{100(100 + 0,01 \cdot 20 \cdot 12,5)}{(100 - 34,59)(100 - 5) \cdot (100 - 12,5)} = 1,8880$	<p>1. Выход физической влаги сырья</p> $G_W^f = 1,888 \frac{12,5}{100} = 0,2360$ <p>2. Выход гидратной (химической) влаги сырья</p> $G_W^c = 0,18 \frac{100}{(100 - 34,59) \left(\frac{100}{100 - 5}\right)} \times \frac{2,46}{54} = 0,0132.$

* См. приложение.

** Теплотехнический справочник, т. I, гл. 9, разд. А, Госэнергоиздат, 1957.

*** См. гл. 11, § 2 и 3.

Расходные статьи	Приходные статьи
<p>2. Расход горячих газов (из печи):</p> <p>а) топочные газы $G_{o.z.} = 1,5070$</p> <p>б) технологическая двуокись углерода:</p> $G_{CO_2}^c = 0,44 \times \frac{100 \cdot 100 \cdot 44,18 (1-0,4)}{(100-34,59) (100-5) \cdot 56} = 0,3357$ <p>Итого: $G_2^{zop} = 1,8427$</p>	<p>3. Выделение CO_2 в кальцинаторе</p> $G_{CO_2}^* = 0,44 \frac{100}{(100-34,59)} \times \frac{100}{(100-5)} \left(\frac{44,18 \cdot 0,4}{56} + \frac{0,63}{40} \right) = 0,2350$ <p>4. Безвозвратный унос пыли с отходящими газами</p> $G_{ун}^c = \frac{5}{100} \left[\frac{100}{(100-34,59)} \times \frac{100}{(100-5)} - (0,0132 + 0,2350) \right] = 0,0681$ <p>5. Выход отработанных газов и паров</p> $G_c^{кoл} = 1,8427 + 1,116 = 2,9587$ <p>6. Выход подогретого материала из кальцинатора</p> $G_c = (1,888 + 0,2700) - (0,2360 + 0,0132 + 0,2350 + 0,0681) = 1,6057$
<p>3. Расход пыли, внесенной в кальцинатор с горячими газами</p> $G_{ун}^{zop} = 15 \frac{100}{(100-34,59) (100-15)} = 0,2700$	
<p>4. Присос окружающего воздуха в кальцинатор</p> $G_{пр}^{oкp} = 1,8427 \frac{1,23}{1,427} \times \left(\frac{40}{100-40} \right) = 1,1160$	
<p>Всего расход $G_{расх} = 5,1167$</p>	<p>Всего приход $G_{прих} = 5,1167$</p>

5. Тепловой баланс конвейерного кальцинатора *

Приходные статьи	Расходные статьи
<p>1. Теплосодержание горячих газов и присоса воздуха</p> $Q_2 = 1,8427 \cdot c_2 \cdot t_{o.z.}^n + 1,116 \cdot 0,239 \cdot 20 = 1,8427 \times c_2 \cdot t_{o.z.}^n + 5,34$	<p>1. Энтальпия водяного пара физической влаги сырья</p> $Q_{\text{в}}^{\phi} = 0,236 (597 + 0,47 \cdot 150) = 156,7$ <p>2. Расход тепла на подогрев сухого сырья с 35 до 500°</p> $Q_c = [(1,888 - 0,236) \times (500 \cdot 0,21 - 35 \cdot 0,2)] = 162$

* См. гл. 11, § 4 и 5.

Приходные статьи	Расходные статьи
<p>2. Теплосодержание гранулированной сырьевой смеси</p> $Q_{cW} = [(1,888 - 0,236) \times \times 0,2 + 0,236] 35 = 19,82$	<p>3. Расход тепла на дегидратацию каолинита</p> $Q_W^2 = 1565 \cdot 0,0132 = 21,13$
<p>3. Рекуперация тепла горячей пыли ($t_n^{нач} = 1200^\circ$)</p> $Q_{ум}^{гор} = 0,27 (1200 \cdot 0,24 - 850 \cdot 0,22) = 27,3$	<p>4. Расход тепла на подогрев дегидратированного сырья с 500 до 850°</p> $Q_c^{deg} = [1,888 - (0,236 + 0,0132)] \times \times (850 \cdot 0,22 - 500 \cdot 0,21) = 134,2$
<p>4. Рекуперация тепла безвозвратного уноса пыли</p> $Q_{ум}^{рек} = 0,0681 \cdot 0,5 (850 \cdot 0,22 - 150 \cdot 0,2) = 5,35$	<p>5. Расход тепла на декарбонизацию CaCO_3 и MgCO_3</p> $Q_c^{дек} = (1,888 - 0,236) (7,08 \times \times 44,18 \cdot 0,4 + 4,09 \cdot 0,63) = 210,8$
<p>5. Рекуперация тепла гидратной влаги сырья</p> $Q_W^{рек} = 0,0132 (232 - 0,47 \cdot 150) = 2,22$	<p>6. Потери тепла с отработанными газами и парами, уходящими из кальцинатора</p> $Q_{o.з.} = [(0,2065 + 0,3357 + 0,235) \times \times 0,212 + (0,1828 + 0,0132) 0,45 + + 1,088 \cdot 0,2449 + 0,03 \cdot 0,223 + + 1,116 \cdot 0,241] 150 = 120,0$
<p>6. Рекуперация тепла технологической двуокиси углерода</p> $Q_{CO_2}^{дек} = 0,235 (850 \cdot 0,262 - 150 \cdot 0,22) = 45,0$	<p>7. Потери тепла с безвозвратным уносом пыли</p> $Q_{ум} = 0,0681 \cdot 0,2 \cdot 150 = 2,04$
	<p>8. Потери тепла с провалом сырья через решетку</p> $Q_{пр} = (1,888 - 0,236) 0,005 \times \times 20 (850 \cdot 0,22 - 150 \cdot 0,2) = 26,0$
	<p>9. Потери тепла в окружающую среду ($m \approx 0,1$):</p> $Q_{o.с.} = 0,1 \cdot 120 = 12,0$
$Q_{прих} = 1,8427 \cdot c_2 \cdot t_{o.з.}^n + 105,03$	$Q_{расх} = 844,87$

6. Полезный расход тепла, к. п. д. кальцинатора и температура газов и паров на выходе из печи и на входе в кальцинатор (см. гл. 11, § 6).

Полезный расход тепла

$$\begin{aligned}
 Q_{пол} &= Q_W^2 + Q_c + Q_W^2 + Q_c^{deg} + Q_c^{дек} = \\
 &= 156,7 + 162 + 21,13 + 134,2 + 210,8 = 684,83 \\
 &\text{ккал/кг клинкера.}
 \end{aligned}$$

Тепловой к. п. д. кальцинатора

$$\eta = \frac{Q_{пол}}{Q_{расх}} = \frac{684,83}{844,87} = 0,81.$$

Удельное теплосодержание греющих газов на выходе из печи

$$I_z^n = \frac{Q_{расх} - (Q_{св} + Q_{ун}^{зоп} + Q_{ун}^{рек} + Q_{в}^{рек} + Q_{CO_2}^{рек})}{G_{о.з.}^n} - Z \cdot \sigma_{\theta} \cdot t_{\theta} =$$

$$= \frac{844,87 - (19,82 + 27,3 + 5,35 + 2,22 + 45,0)}{1,8427} - \frac{1,293}{1,427} \times$$

$$\times \left(\frac{40}{100 - 40} \right) 0,24 \cdot 20 = 401 \text{ ккал/кг газов.}$$

Температура газов и паров на выходе из печи

$$t_{о.з.}^n = t_x + \left(\frac{I_{о.з.}^n - I_x}{I_y - I_x} \right) (t_y - t_x), \text{ град.}$$

При $t_x = 1300^\circ$ $I_x = 392$ ккал/кг газов;

при $t_y = 1400^\circ$ $I_y = 430$ ккал/кг газов.

Тогда $t_{о.з.}^n = 1300 + \left(\frac{401 - 392}{430 - 392} \right) (1400 - 1300) = 1323^\circ$.

Удельное теплосодержание горячих газов и паров на входе в кальцинатор

$$I_z^{зоп} = \frac{Q_{расх} - (Q_{св} + Q_{ун}^{зоп} + Q_{ун}^{рек} + Q_{в}^{рек} + Q_{CO_2}^{рек})}{G_z^n + G_{\theta}^{зоп}} =$$

$$= \frac{844,87 - (19,82 + 27,3 + 5,35 + 2,22 + 45,0)}{(1,8427 + 1,116)} = 253 \text{ ккал/кг газов.}$$

Температура газов и паров на входе в кальцинатор

$$t_z^{зоп} = t_x + \left(\frac{I_z^{зоп} - I_x}{I_y - I_x} \right) (t_y - t_x), \text{ град.}$$

При $t_x = 900^\circ$ $I_x = 249$ ккал/кг газов;

при $t_y = 1000^\circ$ $I_y = 280$ ккал/кг газов,

тогда $t_z^{зоп} = 900 + \left(\frac{253 - 249}{280 - 249} \right) (1000 - 900) = 913^\circ$.

7. Ширина решетки кальцинатора * выбирается согласно типовым конструкциям ** :

$$B_{реш} \approx 0,8 \cdot D_{\theta} = 0,8 \cdot 3,6 \approx 3 \text{ м.}$$

* См. гл. 11, § 10, формулы (115) и (116).

** Е. И. Ходоров, Современная технология производства цементного клинкера, гл. 2, § 5, Госстройиздат, 1960.

8. Температура на границе горячей и холодной секций кальцинатора* ($n \approx 0,4$ и $m' \approx 0,05$):

$$t'_2 = 150 (1 + 0,05) + \frac{156,7 + 0,4 \cdot 162}{120} = 435^\circ,$$

$$t'_0 = \frac{0,4 \cdot 162}{(1,888 - 0,2 \cdot 6) \cdot 0,2} = 196^\circ.$$

9. Площадь активной части решетки кальцинатора* : для горячей секции ($w_{с.а}^{гор} \approx 1,5$ м/сек):

$$S_{реш}^{гор} = \frac{29200}{3600 \cdot 1,5} \left[\frac{1,8427}{1,427} + \frac{1,116}{1,293} + 0,5 \times \left(\frac{0,2350}{1,9767} + \frac{0,0132}{0,804} \right) \right] 0,5 \left[\frac{(912 + 273) + (435 + 273)}{273} \right] = 43 \text{ м}^2,$$

для холодной секции ($w_{с.а}^{хол} \approx 1,0$ м/сек):

$$S_{реш}^{хол} = \frac{29200}{3600 \cdot 1,0} \left(\frac{1,8427}{1,427} + \frac{1,116}{1,293} + \frac{0,235}{1,9767} + \frac{0,0132}{0,804} + 0,5 \frac{0,236}{0,804} \right) 0,5 \left[\frac{(435 + 273) + (150 + 273)}{273} \right] = 42 \text{ м}^2.$$

Общая площадь активной части решетки кальцинатора:

$$S_{реш} = 43 + 42 = 85 \text{ м}^2.$$

10. Длина активной части решетки кальцинатора* : в горячей секции ($B_{реш} = 3$ м):

$$L_{реш}^{гор} = \frac{43}{3,0} = 14,3 \text{ м},$$

в холодной секции ($B_{реш} = 3$ м):

$$L_{реш}^{хол} = \frac{42}{3,0} = 14,0 \text{ м}.$$

11. Температурный напор в конвейерном кальцинаторе (по секциям)** :

для горячей секции:

$$\Delta t_1^{гор} = \Psi_1 \frac{\Delta t_1^{гор} - \Delta t_2^{гор}}{\ln \frac{\Delta t_1^{гор}}{\Delta t_2^{гор}}} =$$

$$= \Psi_1 \frac{[913 - 0,5 (850 - 196)] - [435 - 0,5 (850 + 196)]}{\ln \frac{[913 - 0,5 (850 + 196)]}{[435 - 0,5 (850 + 196)]}} = 282 \cdot \Psi_1.$$

* См. гл. 11, § 10, формулы (117) — (122).

** См. гл. 11, формулы (123), (124) и рис. 73 и 74.

Величины вспомогательных параметров

$$P_1 = \frac{185 - 196}{913 - 196} = 0,911 \text{ и } R_1 = \frac{913 - 435}{850 - 196} = 0,732.$$

Согласно графику, представленному на рис. 74, функция $\Psi_1 = f(P_1, R_1)$ равна 0,4, в связи с чем:

$$\Delta t_{гор} = 282 \cdot 0,4 = 113^\circ;$$

для холодной секции:

$$\Delta t_{хол} = \Psi_2 \frac{\Delta t_1^{хол} - \Delta t_2^{хол}}{\ln \frac{\Delta t_1^{хол}}{\Delta t_2^{хол}}} =$$

$$= \Psi_2 \cdot \frac{[435 - 0,5(196 + 35)] + [150 - 0,5(196 + 35)]}{2} = 212 \cdot \Psi_2.$$

$$P_2 = \frac{196 - 35}{425 - 35} = 0,403 \text{ и } R_2 = \frac{435 - 150}{196 - 35} = 1,77.$$

Согласно графику, изображенному на рис. 74, функция $\Psi_2 = f(P_2, R_2)$ равна 0,92, поэтому $\Delta t_{хол} = 212 \cdot 0,92 = 195^\circ$.

12. Закономерности теплообмена в конвейерном кальциниаторе (по секциям)*. Эквивалентный диаметр зерна:

$$d_{экв} = \frac{100}{\frac{20}{13} + \frac{30}{11} + \frac{30}{9} + \frac{20}{7}} = 9,55 \text{ мм.}$$

Удельная поверхность теплообмена:

$$F_{экв} = \frac{6}{2000 \cdot 0,00955} = 0,314 \text{ м}^2/\text{кг гранул.}$$

Теплофизические свойства газов.

Наименования	В горячей секции	В холодной секции
Коэффициент кинематической вязкости (средние значения)	$t_2 = 0,5(913 + 648) = 780^\circ$ $\nu_{гор} = [(0,5422 \cdot 85,3 + 1,088 \times$ $\times 133 + 0,1825 \cdot 147 +$ $+ 1,116 \cdot 135 + 0,03 \cdot 1,38) :$ $: 2,9587] \times 10^{-6} = 126 \times$ $\times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек.}$	$t_2 = 0,5(648 + 150) = 400^\circ$ $\nu_{хол} = [(0,5422 \times$ $\times 27,3 + 1,088 \cdot 60,9 +$ $+ 0,1825 \times 60,5 + 1,116 \times$ $\times 63 + 0,03 \times 62,8) :$ $: 2,9587] 10^{-6} = 34,2 \times$ $\times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек.}$

* См. гл. 11, § 7, формулы (101) и (102) и § 9, формулы (113) и (114).

Наименования	В горячей секции	В холодной секции
Коэффициент теплопроводности (средние значения)	$\lambda_{гор} = [(0,5422 \cdot 64,6 + 1,088 \cdot 58 + 0,1825 \cdot 94,8 + 1,116 \cdot 61,7 + 0,03 \cdot 66,8) : 2,9587] \cdot 10^{-3} = 63 \times 10^{-3} \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{град.}$	$\lambda_{хол} = [(0,5422 \cdot 40,6 + 1,088 \cdot 43,6 + 0,1825 \times 48,11 + 1,116 \cdot 44,8 + 0,03 \cdot 47,3) : 2,9587] \times 10^{-3} = 44 \cdot 10^{-3} \text{ ккал/м} \times \text{час} \cdot \text{град.}$

Режим течения газов в слое гранулированного сырья: в горячей секции

$$Re_{сл}^{гор} = \frac{1,5 \cdot 9,55 \cdot 10^{-3}}{126 \cdot 10^{-6}} = 114;$$

в холодной секции

$$Re_{сл}^{хол} = \frac{1,0 \cdot 9,55 \cdot 10^{-3}}{34,2 \cdot 10^{-6}} = 266;$$

Коэффициент теплоотдачи в слое гранулированного сырья, отнесенный к эквивалентной поверхности $F_{эkv}$: в горячей секции

$$\alpha_F^{гор} = 0,23 \frac{63 \cdot 10^{-3}}{9,55 \cdot 10^{-3}} \cdot 114^{0,863} = 90,5 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град};$$

в холодной секции:

$$\alpha_F^{хол} = 0,24 \frac{44 \cdot 10^{-3}}{9,55 \cdot 10^{-3}} \cdot 266^{0,83} = 114 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град.}$$

13. Необходимая продолжительность тепловой обработки материала в кальцинаторе (по секциям)*:

для горячей секции

$$\tau_{гор} \approx \frac{684,83 - (156,7 + 0,4 \cdot 162)}{0,314 \cdot 90,5 \cdot 113} = 0,15 \text{ час};$$

для холодной секции

$$\tau_{хол} \approx \frac{156,7 + 0,4 \cdot 162}{0,314 \cdot 114 \cdot 195} = 0,032 \text{ час.}$$

Общая продолжительность процесса

$$\tau = 0,15 \left(1 + \frac{14}{14,3} \right) \approx 0,3 \text{ час.}$$

* См. гл. II, § 2, 5, 10, формулы (125) — (127).

14. Необходимая толщина слоя материала на решетке*

$$h_{ca} = \frac{29200 \cdot 1,888 \cdot 0,3}{1100 \cdot 85} = 0,18 \text{ м.}$$

15. Средняя скорость движения решетки кальцинатора

$$\omega_{реш} = L_{реш} : 60\tau = 28,3 : 60 \cdot 0,3 = 1,57 \text{ м/мин.}$$

16. Аэродинамическое сопротивление конвейерного кальцинатора (по секциям)**.

Аэродинамическое сопротивление слоя при его пористости $\varphi = (2000 - 1100) : 2000 = 0,45$.

В горячей секции	В холодной секции
$Re_z^{гор} = \frac{0,45}{(1 - 0,45) \sqrt{0,45}} \cdot 114 = 139$	$Re_z^{хол} = \frac{0,45}{(1 - 0,45) \sqrt{0,45}} \cdot 266 = 337$
$\Delta \xi_z^{гор} = 2 \frac{435 - 913}{273 + 674} = -1$	$\Delta \xi_z^{хол} = 2 \left(\frac{150 - 435}{273 + 292} \right) = -1$
$\xi_{ca}^{гор} = \frac{1,53}{0,45^{4,2}} \left(\frac{75}{139} + \frac{15}{\sqrt{139}} + 1 \right) - 1 = 123$	$\xi_{ca}^{хол} = \frac{1,53}{0,45^{4,2}} \left(\frac{75}{337} + \frac{15}{\sqrt{337}} + 1 \right) - 1 = 89$
$\gamma_z^{гор} = 1,45 \cdot \frac{273}{(273 + 674)} = 0,418 \text{ кг/м}^3$	$\gamma_z^{хол} = 1,38 \cdot \frac{273}{(273 + 232)} = 0,665 \text{ кг/м}^3$
$\Delta P_{ca}^{гор} = 123 \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,418 \times$	$\Delta P_{ca}^{хол} = 89 \cdot \frac{1^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,665 \times$
$\times \frac{0,18}{0,00955} = 110 \text{ мм вод. ст.}$	$\times \frac{0,18}{0,00955} = 57 \text{ мм вод. ст.}$

Аэродинамическое сопротивление решетки кальцинатора

$$f_0 = 0,2; \quad d_0 = 5 \text{ мм}; \quad \zeta_0 = 1,63.$$

В горячей секции	В холодной секции
$Re_0^{гор} = \frac{1,5 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{1,2 \cdot 126 \cdot 10^{-6}} = 298$	$Re_0^{хол} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 34,2 \cdot 10^{-6}} = 730$
$\zeta_w = 0,57;$	$\zeta_w = 0,36;$
$\xi - Re_0 \approx 0,43$	$\xi - Re_0 = 0,53;$

* См. гл. II, § 10, формула (128).

** См. гл. II, § 7, формулы (105) — (111) и рис. 69—72.

В горячей секции	В холодной секции
$\zeta_{\text{реш}}^{\text{гор}} = [0,57 + 0,43 (1,63 - 0,2^3)] \times$ $\times \frac{1'}{0,2^2} = 36,3$	$\zeta_{\text{реш}}^{\text{хол}} = [0,36 + 0,53 (1,63 - 0,2^3)] \times$ $\times \frac{1}{0,2^2} = 36,0$
$\Delta P_{\text{реш}}^{\text{гор}} = 36,3 \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,56 \approx$ <p style="text-align: center;">$\approx 3 \text{ мм вод. ст.}$</p>	$\Delta P_{\text{реш}}^{\text{хол}} = 36 \frac{1^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,89 \approx$ <p style="text-align: center;">$\approx 2 \text{ мм вод. ст.}$</p>

• Общее сопротивление слоя и решетки:
в горячей секции

$$\Delta P_{\text{гор}} = 110 + 3 = 113 \text{ мм вод. ст.}$$

в холодной секции

$$\Delta P_{\text{хол}} = 57 + 2 = 59 \text{ мм вод. ст.}$$

Приняв потери напора на местные сопротивления в количестве 30% от сопротивления слоя и решетки, общее сопротивление кальцинатора:

для первой ступени $\Delta P_1 = 113 \cdot 1,3 = 143 \text{ мм вод. ст.}$;

для второй ступени $\Delta P_2 = 59 \cdot 1,3 = 77 \text{ мм вод. ст.}$

Всего 220 мм вод. ст.

Пример 3.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ МНОГУСТУПЕНЧАТОЙ УСТАНОВКИ ЦИКЛОННЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

1. **Задание.** Сделать тепловой расчет многоступенчатой установки циклонных теплообменников для вращающейся печи размерами $3,3 \times 53 \text{ м}$, производительностью $21,3 \text{ т клинкера/час}$ при удельном расходе тепла $860 \text{ ккал/кг клинкера}$, применительно к обжигу сырья для изготовления шлакопортландцемента.

2. **Исходные данные**

Химический состав сухой сырьевой смеси, %:

SiO_2^c	13,48
Al_2O_3^c	4,86
Fe_2O_3^c	1,38
CaO^c	48,43
MgO^c	2,34
SO_3^c	0,38

ППП ^c	29,13
Сумма	100,00
Начальная влажность сырьевой смеси, $W_c, \%$	1,0
Удельный (кажущийся) вес сырьевой смеси, $\gamma_{каж}, кг/м^3$	3000

Тонкость помола сырьевой смеси, %:

остаток на сите 0085, R_{0085}	10,90
остаток на сите 021, R_{021}	0,96
Удельная поверхность сырьевой пыли, $f, м^2/кг$	100
Эквивалентный диаметр, $d_{экв}, м$	$20 \cdot 10^{-6}$

Режимные параметры, %:

Безвозвратный унос сырья (после фильтра), $a_{ун}$	5
Вынос горячей пыли из печи в циклонную установку, $K_{гор}$	25
Вынос пыли из циклонной установки, $K_{ун}$	15
Степень декарбонизации сырья в циклонных теплообменниках, $\beta, \%$	0,3
Температура окружающей среды, $t_a, град$	20
Присос окружающего воздуха в циклонные теплообменники, $K_{окр}, \%$	15
Температура газов, уходящих из циклонных теплообменников, $t_{o.g.}, град$	250
Температура загружаемого сырья, $t_c, град$	30
Температура сырья, подогретого в циклонной установке, $t_c^u, град$	720
Топливо — каменный уголь Анжеро-Судженского месторождения, состав топлива, %	
C^p	72,9
H^p	3,5
N^p	1,6
O^p	1,7
S^p	0,6
A^p	12,2
W^p	6,5
Сумма	100,00
Теплотворность топлива, $Q_p^p, ккал/кг топлива$	6740
Коэффициент избытка воздуха при сгорании топлива, a	1,1
Присадка топливной золы при клинкерообразовании, a , доли единиц,	0,7
Удельный расход натурального топлива, $x^T, кг/кг клинкера$	0,128

3. Выход продуктов сгорания топлива

Топочные газы	Объем, $\text{нм}^3/\text{кг клинкера}$	Вес, $\text{кг}/\text{кг клинкера}$
Трехатомные газы	$V_{\text{RO}_2}^T = \frac{860}{6740} \cdot 1,866 \cdot 0,01 \times$ $\times (73,9 + 0,375 \cdot 0,6) \cdot 1,1 =$ $= 0,194$	$G_{\text{RO}_2}^T = 0,194 \times 1,977 =$ $= 0,384$
Азот	$V_{\text{N}_2}^T = \frac{860}{6740} \cdot 0,79 \times$ $\times [0,0899 (73,9 + 0,375 \times$ $\times 0,6) + 0,265 \cdot 3,5 -$ $- 0,0333 \cdot 1,7] \cdot 1,1 = 0,836$	$G_{\text{N}_2} = 0,836 \cdot 1,25 = 1,045$
Кислород	$V_{\text{O}_2}^T = \frac{860}{6740} \cdot 0,21 \times$ $\times [0,0899 (73,9 + 0,375 \times$ $\times 0,6) + 0,265 \cdot 3,5 -$ $- 0,0333 \cdot 1,7] \times (1,1 - 1) =$ $= 0,020$	$G_{\text{O}_2} = 0,02 \cdot 1,429 = 0,029$
Водяные пары	$V_{\text{H}_2\text{O}}^T = \frac{860}{6740} \cdot 1,1 \times$ $\times \left[\frac{(8,94 \cdot 3,5 + 6,5)}{80,4} + \right.$ $\left. + 0,0161 (0,836 + 0,2) \right] =$ $= 0,068$	$G_{\text{H}_2\text{O}}^T = 0,068 \cdot 0,804 = 0,055$
Общее количество продуктов сгорания (средний удельный вес $\gamma_{T.z.} = 1,513$: $1,118 = 1,353$)	$V_{T.z.} = 0,194 + 0,836 +$ $+ 0,020 + 0,068 = 1,118$	$G_{T.z.} = 0,384 + 1,045 +$ $+ 0,029 + 0,055 = 1,513$

4. Материальный баланс циклонной установки *, кг/кг клинкера

Расходные статьи	Приходные статьи
<p>1. Расход загружаемого сырья:</p> $G_c = \frac{(100 - 0,7 \cdot 12,2 \cdot 0,128)}{100 - 29,13} \times$ $\times \left(\frac{100}{100 - 5} \right) \left(\frac{100}{100 - 1} \right) = 1,483$ <p>2. Расход горячих газов (из печи):</p> $G_2^n = G_{m.z.} + C_{CO_2}^n = 1,513 + 0,299 =$ $= 1,812,$ <p>где $G_{m.z.} = 1,513;$</p> $G_{CO_2}^n + 1,483 \frac{(100 - 1)}{100} \times$ $\times \frac{29,13(1 - 0,3)}{10} = 0,299 - \text{техно-}$ <p>логический углекислый газ (с учетом применения в качестве сырьевого компонента доменного шлака)</p> <p>Средний удельный вес выходящих из печи газов:</p> $\gamma_2^n = (1,513 \cdot 1,353 + 0,299 \cdot 1,977) :$ $: 1,812 = 1,4 \text{ кг/м}^3$ <p>3. Расход горячей пыли, выносимой из печи в циклонную установку.</p> $G_{ун}^{zop} = 1,483 \frac{(100 - 5)}{100} \cdot \frac{(100 - 1)}{100} \times$ $\times \frac{25}{(100 - 25)} + \frac{(1 - 0,7) 12,2 \cdot 0,128}{100} =$ $= 0,465$ <p>4. Присос окружающего воздуха в циклонную установку</p> $G_a^{zop} = 1,812 \cdot \frac{1,293}{1,4} \left(\frac{15}{100 - 15} \right) =$ $= 0,296$ <p>Средний удельный вес газов, поступающих в установку.</p> $\gamma_2^{zop} = (1,812 \cdot 1,4 + 0,296 \cdot 1,293) :$ $: (1,812 + 0,296) = 1,39 \text{ кг/м}^3$ <hr/> <p>Всего расход: $G_{расх} = 4,056 =$</p> $= 1,483 + 1,812 + 0,465 +$ $+ 0,296 = 4,056$	<p>1. Выход физической влаги сырья:</p> $G_W^ф = 1,483 \frac{1}{100} = 0,015$ <p>2. Выход химически связанной влаги сырья — отсутствует в связи с применением в качестве сырьевого компонента доменного шлака.</p> <p>3. Выход технологического углекислого газа в циклонной установке</p> $G_{CO_2}^н = 1,483 \frac{(100 - 1)}{100} \cdot \frac{29,13 \cdot 0,3}{100} =$ $= 0,128$ <p>4. Безвозвратный унос пыли из циклонной установки:</p> $G_{ун} = \frac{5}{100} \left[1,483 \frac{(100 - 1)}{100} - \right.$ $\left. - 0,0855 \right] = 0,0695$ <p>5. Выход из циклонной установки отработанных греющих газов</p> $G_2^{хол} = G_2^n + G_a^{окр} = 1,812 + 0,296 =$ $= 2,108$ <p>6. Выход из циклонной установки подогретого материала</p> $G_c^{zop} = (1,483 + 0,465) - (0,015 +$ $+ 0,128 + 0,0695) = 1,7355$ <hr/> <p>Всего приход: $G_{прих} = 0,015 +$</p> $+ 0,128 + 0,0695 + 2,108 \times$ $\times 1,7355 = 4,056$

* См. гл. 12, § 2, табл. 35.

5. Тепловой баланс циклонной установки *, ккал/кг клинкера

Приходные статьи	Расходные статьи
<p>1. Теплосодержание горячих газов, поступающих в циклонную установку (с учетом присоса воздуха) $Q_2^{zop} = (1,513 \cdot c_{m.z.} + 0,299 \cdot c_{CO_2}) \times$ $\times t_2^n + 0,296 \cdot 0,24 \cdot 20 = (1,513 \cdot c_{m.z.} +$ $+ 0,299 c_{CO_2}) t_2^n + 1,42$</p>	<p>1. Энтальпия водяного пара физической влаги сырья $Q_W^{\phi} = 0,015 (597 + 0,47 \cdot 250) =$ $= 10,70$</p>
<p>2. Теплосодержание загружаемого сырья $Q_c = [0,015 + (1,483 - 0,015) 0,2] \times$ $\times 30 = 10,26$</p>	<p>2. Расход тепла на дегидратацию каолинита отсутствует</p>
<p>3. Теплоиспользование в результате циркуляции горячей пыли «печь-циклонная установка» (при $t_{ун}^{zop} - 1100^\circ$): $Q_{yn}^{zop} = 0,465 (1100 \cdot 0,25 -$ $- 720 \cdot 0,2) = 20,5$</p>	<p>3. Расход тепла на подогрев сухого сырья от 30 до 800° $Q_c^{cух} = 1,483 \frac{(100 - 1)}{100} (720 \cdot 0,24 -$ $- 250 \cdot 0 \cdot 0,2) = 185,00$</p>
<p>4. Рекуперация тепла безвозвратного уноса $Q_{yn}^{рек} = 0,0695 \cdot 0,5 (720 \cdot 0,24 -$ $- 250 \cdot 0,2) = 4,38$</p>	<p>4. Расход тепла на декарбонизацию CaCO₃ и MgCO₃ $Q_{CO_2}^c = (0,128 \cdot \frac{100}{44} \cdot 396) -$ $- 1,483 \frac{(100 - 1)}{100} \cdot \frac{2,34}{40} (396 -$ $- 195) = 97,90$</p>
<p>5. Рекуперация тепла паров химически связанной влаги отсутствует</p>	<p>5. Потери тепла с уносом $Q_{yn} = [1,483 \cdot \frac{(100 - 1)}{103} -$ $- 0,0855] \frac{(100 - 5)}{100} \cdot \frac{15}{(100 - 15)} \times$ $\times 0,2 (250 - 30) + 0,0695 \cdot 0,2 \cdot 250 =$ $= 15,07$</p>
<p>6. Рекуперация тепла технологического углекислого газа: $Q_{CO_2}^{рек} = 0,128 (720 \cdot 0,26 - 250 \times$ $\times 0,22) = 19,58$</p>	<p>6. Теплосодержание отработанных газов и паров $Q_{o.z.} = [0,384 \cdot 0,22 + 1,045 \cdot 0,25 +$ $+ 0,029 \cdot 0,22 + 0,055 \cdot 0,45 +$ $+ (0,299 + 0,128) + 0,296 \cdot 0,24] \times$ $\times 250 = 135,65$</p>
<p>Всего приход: $Q_{прих} = (1,513 c_{m.z.} + 0,299 c_{CO_2}) t_2^n +$ $+ 56,14$</p>	<p>7. Потери тепла через корпус циклонной установки во внешнюю среду $Q_{o.c.} = 0,3 \cdot 135,65 = 40,7$</p>
<p>Всего расход: $Q_{расх} = 10,70 +$ $+ 185,00 + 97,90 + 15,07 + 135,65 +$ $+ 40,7 = 485,02$</p>	

* См. гл. 12, § 2, табл. 36.

6. Полезный расход тепла и тепловой к. п. д. циклонной Установки*:

$$Q_{пол} = Q_W^{\phi} + Q_c^{сух} + Q_{CO_2}^u = 10,70 + 185,00 + 97,90 = 293,6 \text{ ккал/кг клинкера,}$$

$$\eta_u = \frac{Q_{пол}}{(Q_2^{зоп} + Q_c)} = \frac{293,6}{485,02 - (20,5 + 4,38 + 19,58)} = 0,665.$$

7. Температура газов на границе «печь—циклонная установка».

Температура газов на выходе из печи:

$$I_z^n = \frac{485,02 - (10,26 + 20,5 + 4,38 + 19,58)}{1,812} - \frac{1,293}{1,4} \left(\frac{15}{100 - 15} \right) \times \\ \times 0,24 \cdot 20 = 237,64 \text{ ккал/кг газов.}$$

При $t_x = 800^\circ$ $I_x = 214$ ккал/кг газов;

при $t_y = 900^\circ$ $I_y = 244$ ккал/кг газов.

Следовательно, $t_z^n = 800 + \left(\frac{237,64 - 214}{244 - 214} \right) (900 - 800) = 880^\circ$.

Температура газов на входе в циклонную установку:

$$I_t^{зоп} = \frac{485,02 - (10,26 + 20,5 + 4,38 + 19,58)}{(1,812 + 0,296)} = 204,7 \text{ ккал/кг газа.}$$

При $t_x = 700^\circ$ $I_x = 185$ ккал/кг газов;

при $t_y = 800^\circ$ $I_y = 214$ ккал/кг газов.

Следовательно, $t_z^{зоп} = 700 + \left(\frac{204,7 - 185}{217 - 185} \right) (800 - 700) = 770^\circ$.

8. Число ступеней циклонной установки**

$$n \approx \frac{2(770 - 30)}{[(770 - 720) + (250 - 30)]} \approx 4.$$

9. Средний температурный напор в циклонной установке***:

$$\Delta \bar{t} = \frac{[(770 - 720) + (250 - 30)]}{4} = 67,5^\circ.$$

10. Изменения температур и физических свойств газов в направлении движения газового потока по ступеням циклонной установки****:

* См. гл. 12, § 2, формулы (128) — (129).

** См. гл. 12, § 5, формулы (141) — (142).

*** См. гл. 12, § 5, формулы (141) — (142).

**** По справочным данным.

Границы	Температура, град	Кинемати- ческая вяз- кость, $\text{м}^2/\text{сек}$	Плотность, $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$	Теплопровод- ность, $\text{ккал}/\text{м} \times$ $\times \text{час} \cdot \text{град}$
Первая ступень(горячая):				
на входе	770	$118,5 \cdot 10^{-6}$	0,0374	$61,5 \cdot 10^{-3}$
на выходе	640	$91,1 \cdot 10^{-6}$	0,0426	$55,2 \cdot 10^{-3}$
Вторая ступень:				
на входе	640	$91,1 \cdot 10^{-6}$	0,426	$55,2 \cdot 10^{-3}$
на выходе	510	$66,6 \cdot 10^{-6}$	0,0499	$48,0 \cdot 10^{-3}$
Третья ступень:				
на входе	510	$66,6 \cdot 10^{-6}$	0,0596	$41,2 \cdot 10^{-3}$
на выходе	380	$46,9 \cdot 10^{-6}$	0,0596	$41,2 \cdot 10^{-3}$
Четвертая ступень: (холодная)				
на входе	380	$46,9 \cdot 10^{-6}$	0,0596	$41,2 \cdot 10^{-3}$
на выходе	250	$30,1 \cdot 10^{-6}$	0,0744	$26,1 \cdot 10^{-3}$
Средние значения по циклонной установке	510	$70 \cdot 10^{-6}$	0,0527	$46,4 \cdot 10^{-3}$

11. Расход газов, их удельный вес и концентрация материала в газовом потоке в направлении его движения по ступеням циклонной установки*:

Границы	Удельный вес газов, $\text{кг}/\text{м}^3$	Расход газов, $\text{м}^3/\text{сек}$	Концентрация матери- ала в газах, $\text{кг}/\text{кг}$ газов при $\eta = 0,8$
Первая ступень (горячая):			
на входе	0,367	34,1	1,03
на выходе	0,419	31,7	0,24
Вторая ступень:			
на входе	0,419	31,7	0,98
на выходе	0,490	27,0	0,21
Третья ступень:			
на входе	0,490	27,0	0,93
на выходе	0,585	22,6	0,15
Четвертая ступень (холодная):			
на входе	0,585	22,6	0,88
на выходе	0,730	18,1	0,10
Средние значения:			
на входе	0,465	28,9	0,955
на выходе	0,556	24,8	0,175

* См. гл. 12, § 5, формулы (144) — (147).

12. Скоростной режим газов внутри циклонной установки (вследствие возможной агломерации частиц, в расчете принимается возможный максимальный размер их в подводящих газоходах $d \approx 1 \cdot 10^{-3}$ м, в выходных газоходах — $d = 0,3 \cdot 10^{-3}$ м, коэффициент запаса критических скоростей потока принят $K_w = 2$)*:

Границы	Расчетные скорости потока $w_{вх}$ и $w_{вых}$, м/сек	Re
Первая ступень (горячая) на входе	$w'_{вх} = 0,22 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \times$ $\times \sqrt[3]{\left(\frac{3000}{0,0374}\right)^2 \cdot \frac{10^6}{118,5}} \cdot 2 = 16,7$	$\frac{16,7 \cdot 1 \cdot 10^6}{118,5 \cdot 10^{-3}} = 140$
на выходе	$w'_{вых} = 0,22 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} \times$ $\times \sqrt[3]{\left(\frac{3000}{0,0426}\right)^2 \cdot \frac{10^6}{91,1}} \cdot 2 = 5,0$	$\frac{5 \cdot 0,3 \cdot 10^6}{91,1 \cdot 10^{-3}} = 16,5$
Вторая ступень: на входе	$w''_{вх} = 0,22 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \times$ $\times \sqrt[3]{\left(\frac{3000}{0,0426}\right)^2 \cdot \frac{10^6}{91,1}} \cdot 2 = 16,7$	$\frac{16,7 \cdot 1 \cdot 10^6}{91,1 \cdot 10^3} = 183$
на выходе	$w''_{вых} = 0,22 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} \times$ $\times \sqrt[3]{\left(\frac{3000}{0,0499}\right)^2 \cdot \frac{10^6}{66,6}} \cdot 2 = 5,0$	$\frac{5 \cdot 0,3 \cdot 10^6}{66,6 \cdot 10^3} = 22,5$
Третья ступень: на входе	$w'''_{вх} = 0,22 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \times$ $\times \sqrt[3]{\left(\frac{3000}{0,0499}\right)^2 \cdot \frac{10^6}{66,6}} \cdot 2 = 16,7$	$\frac{16,7 \cdot 1 \cdot 10^6}{66,6 \cdot 10^3} = 250$
на выходе	$w'''_{вых} = 0,22 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} \times$ $\times \sqrt[3]{\left(\frac{3000}{0,0596}\right)^2 \cdot \frac{10^6}{46,9}} \cdot 2 = 5,0$	$\frac{5 \cdot 0,3 \cdot 10^6}{46,9 \cdot 10^3} = 32$
Четвертая ступень (холодная): на входе	$w''''_{вх} = 0,22 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \times$ $\times \sqrt[3]{\left(\frac{3000}{0,0596}\right)^2 \cdot \frac{10^6}{46,9}} \cdot 3 = 16,7$	$\frac{16,7 \cdot 1 \cdot 10^6}{26,9 \cdot 10^3} = 356$
на выходе	$w''''_{вых} = 0,22 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} \times$ $\times \sqrt[3]{\left(\frac{3000}{0,0744}\right)^2 \cdot \frac{10^6}{30,1}} \cdot 3 = 5,0$	$\frac{5 \cdot 0,3 \cdot 10^6}{31 \cdot 1 \cdot 10^3} = 50$

* См. гл. 12, § 3, формулы (132)–(134).

3. Аэродинамическое сопротивление циклонной установки применительно к циклонам типа Давидсона (по ступеням) *

Границы	Перепад давлений в циклонах, мм вод. ст.	Перепад давлений в подводящих газоходах, мм вод. ст.	Перепад давлений в выходных газоходах, мм вод. ст.	Общий перепад давлений, мм вод. ст.
Первая (горячая) ступень	$\Delta p'_c = 7 \frac{16,7^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,367$ $(1 + 1,03) = 74,2$	$L'_{вх} \approx 5 \text{ м}; d'_2 = 1,17 \text{ м}$ $\Delta p'_{вх} = \left(0,04 \frac{5}{1,17} + 1,5 \right) \times$ $\frac{16,7^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,367 \cdot (1 + 1,03) = 17,7$	$L'_{вых} = 3 \text{ м}; d'_2 = 2,08 \text{ м}$ $\Delta p'_{вых} = \left(0,04 \frac{3}{2,08} + 1,5 \right) \times$ $\frac{5^2}{2,981} \cdot 0,419 \cdot (1 + 0,24) = 1,0$	$\Delta p' = 74,2 +$ $+ 17,7 + 1,0 = 92,9$
Вторая ступень	$\Delta p''_c = 7 \frac{16,7^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,419$ $(1 + 0,98) = 82,5$	$L''_{вх} \approx 5 \text{ м}; d''_2 = 1,16 \text{ м}$ $\Delta p''_{вх} = \left(0,04 \frac{5}{1,16} + 1,5 \right) \times$ $\times \frac{16,7^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,419 (1 + 0,98) =$ $= 19,8$	$L''_{вых} = 3 \text{ м}; d''_2 = 2,01 \text{ м}$ $\Delta p''_{вых} = \left(0,04 \frac{3}{2,01} + 1,5 \right) \times$ $\times \frac{5^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,49 (1 + 0,21) = 1,2$	$\Delta p'' = 82,5 +$ $+ 19,8 + 1,2 =$ $= 103,5$

* См. гл. 12, § 3, формула (136) и [Л. 19].

Продолжение

Границы	Перепад давлений в циклонах, мм вод. ст.	Перепад давлений в подводящих газоходах, мм вод. ст.	Перепад давлений в выходных газоходах, мм вод. ст.	Общий перепад давлений, мм вод. ст.
Третья ступень	$\Delta p'''_c = 7 \frac{16,7^2}{1 \cdot 9,81} \cdot 0,49 \times$ $\times (1 + 0,93) = 94,1$	$L'''_{вх} \approx 5 \text{ м}; d'''_2 = 1,04 \text{ м}$ $\Delta p'''_{вх} = \left(0,04 \frac{5}{1,04} + 1,5 \right) \times$ $\times \frac{16,7^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,49 \cdot (1 + 0,39) =$ $= 22,6$	$L'''_{вых} = 3 \text{ м}; d'''_2 = 1,85 \text{ м}$ $\Delta p'''_{вых} = \left(0,04 \frac{3}{1,85} + 1,5 \right) \times$ $\times \frac{5^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,585 \cdot (1 + 0,15) =$ $= 1,3$	$\Delta p''' = 94,1 +$ $+ 22,6 + 1,3 = 118$
Четвертая ступень (холодная)	$\Delta p''''_c = 7 \frac{16,7^2}{2 \cdot 9,81} \times$ $\times 0,585 (1 + 0,88) =$ $= 109,5$	$L''''_{вх} = 5 \text{ м}; d''''_2 = 0,95 \text{ м}$ $\Delta p''''_{вх} = \left(0,04 \frac{5}{0,95} + 1,5 \right) \times$ $\times \frac{16,7^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,585 (1 + 0,88) =$ $= 26,8$	$L''''_{вых} \approx 3 \text{ м}; d''''_2 = 1,7 \text{ м};$ $\Delta p''''_{вых} = \left(0,04 \frac{3}{1,7} + 1,5 \right) \times$ $\times \frac{5^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,73 (1 + 0,1) = 1,6$	$\Delta p'''' = 109,5 +$ $+ 26,8 + 1,6 =$ $= 137,9$
Суммарные значения по установке	$\Delta p_c = 74,2 + 82,5 +$ $+ 94,1 + 109,5 =$ $= 360,3$	$L_{вх} = 20 \text{ м}$ $\Delta p_{вх} = 17,7 + 19,8 + 22,6 +$ $+ 26,8 = 86,9$	$L_{вых} \approx 12 \text{ м}$ $\Delta p_{вых} = 1,0 + 1,2 + 1,3 +$ $+ 1,6 = 5,1$	$\Sigma \Delta p = 452,3$

14. Нормируемые сечения циклонов типа Давидсона по ступеням, исходя из двухветвевой схемы циклонной установки (по четыре ступени в каждой ветви)*

Ступени	Диаметры цилиндра циклонов, м	Диаметр выходных вертикальных труб, м	Площади входных отверстий, м ²
Циклоны первой (горячей) ступени	$D'_u = \sqrt[4]{\frac{(4 \cdot 17,05)^2}{3,14 \cdot 0,1} \frac{7 \cdot 0,367 (1 + 1,03)}{2 \cdot 9,81 \cdot 74,2}} = 3,62$	$d'_u = \sqrt{\frac{4 \cdot 17,05}{3,14 \cdot 5}} = 2,08$	$S'_{ex} = \frac{17,05}{16,7} = 1,02$
Циклоны второй ступени	$D''_u = \sqrt[4]{\frac{(4 \cdot 15,84)^2}{3,14 \cdot 0,1} \frac{7 \cdot 0,419 (1 + 0,98)}{2 \cdot 9,81 \cdot 82,5}} = 3,50$	$d''_u = \sqrt{\frac{4 \cdot 15,84}{3,14 \cdot 5}} = 2,01$	$S''_{ex} = \frac{15,84}{16,7} = 0,95$
Циклоны третьей ступени	$D'''_u = \sqrt[4]{\frac{(4 \cdot 13,5)^2}{3,14 \cdot 0,1} \frac{7 \cdot 0,49 (1 + 0,93)}{29,81 \cdot 94,1}} = 3,22$	$d'''_u = \sqrt{\frac{4 \cdot 13,5}{3,14 \cdot 5}} = 1,85$	$S'''_{ex} = \frac{13,5}{16,7} = 0,81$
Циклоны четвертой (холодной) ступени	$D''''_u = \sqrt[4]{\frac{(4 \cdot 11,3)^2}{3,14 \cdot 0,1} \frac{7 \cdot 0,585 (1 + 0,88)}{2 \cdot 9,81 \cdot 109,5}} = 2,93$	$d''''_u = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,3}{3,14 \cdot 5}} = 1,70$	$S''''_{ex} = \frac{11,3}{16,7} = 0,68$

* См. главу 12, § 3, формулы (137)—(139) и гл. 2, § 2.

15. Вертикальные размеры циклонной установки (по ступеням)*

Ступени	Высота цилиндрической части, м	Высота конической части, м	Общая высота, м
Циклоны первой (горячей) ступени	$h'_u = 3,62 \cdot 0,6 = 2,17$	$h'_k = 3,62 \cdot 0,6 = 2,17$	$H'_u = 4,34$
Циклоны второй ступени	$h''_u = 3,50 \cdot 0,6 = 2,1$	$h''_k = 3,50 \cdot 0,6 = 2,1$	$H''_u = 4,2$
Циклоны третьей ступени	$h'''_u = 3,22 \cdot 0,6 = 1,93$	$h'''_k = 3,22 \cdot 0,6 = 1,93$	$H'''_u = 3,86$
Циклоны четвертой (холодной) ступени	$h''''_u = 2,93 \cdot 0,6 = 1,76$	$h''''_k = 2,93 \cdot 0,6 = 1,76$	$H''''_u = 3,52$
Общая высота циклонов	$h_u = 2,17 + 1,93 + 1,76 = 7,96$	$h_k = 2,17 + 1,93 + 1,76 = 7,96$	$H_u = 15,92$

Примечание. В случае применения одноветвевой схемы, общая высота циклонов получается бы равной около 25—30 м.

16. Интенсивность теплообмена** определяется на основе исходных и полученных расчетом данных:

$$d_{жж} = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

$$f = 100 \text{ м}^2/\text{кг}; \lambda = 46,4 \cdot 10^{-3} \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{град};$$

$$v = 70 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{сек}; \gamma_{жж} = 3000 \text{ кг/м}^3;$$

$$\gamma_2 = 0,5(0,465 + 0,556) = 0,51 \text{ кг/м}^3;$$

$$Fe = 20 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{4}{3} \frac{9,81}{(70 \cdot 10^{-6})^2} \left(\frac{3000}{0,51} - 1 \right)} = 0,5;$$

$$Nu = 0,4 Fe^{0,895} = 0,5 \cdot 0,5^{0,895} = 0,215;$$

$$\alpha_j = Nu \frac{\lambda_2}{d_{жж}} = 0,215 \frac{46,4 \cdot 10^{-3}}{20 \cdot 10^{-6}} = 499 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}.$$

* См. гл. 2, § 2.
** См. гл. 12, § 4, формула (140).

17. Необходимая продолжительность нагрева материала в циклонной установке по балансовым данным и условиям теплопередачи составляет* :

$$\tau = \frac{(293,6 + 15,07 + 40,7)}{100 \cdot 499 \cdot 67,5} = 0,0001 \text{ час (или 0,4 сек).}$$

Расчет показывает, что интенсивность теплообмена, в силу исключительно развитой поверхности, не является в данном случае ограничивающим протекание процесса фактором и имеет большой резерв. Определяющим параметром, характеризующим возможный температурный уровень нагрева материала, практически является аэродинамика и энергозатраты. С увеличением числа ступеней и энергозатрат при том же коэффициенте теплоотдачи количество передаваемого тепла соответственно возрастает.

Пример 4

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНЦЕНТРАТОРА ШЛАМА

1. **Задание.** Сделать тепловой расчет концентратора шлама для вращающейся печи размерами $3,6 \times 70$ м, производительностью $20,5$ т клинкера/час при удельном расходе тепла 1400 ккал/кг клинкера применительно к сырью, состоящему из смеси мела и глины.

2. **Исходные данные:**

Химический состав сухой сырьевой смеси, %:

SiO ₂	13,47
Al ₂ O ₃	3,05
Fe ₂ O ₃	2,47
CaO	44,76
MgO	0,39
ППП	35,86
Средняя влажность шлама W_c , %	35,0
Режимные параметры, %: влажность материала, выходящего из концентратора, W_c^k	12,0
вынос горячей пыли из печи в концентратор, $K_{ун}^{гор}$	20
вынос пыли из концентратора, $K_{ун}$	15
безвозвратный унос пыли (после пылесадителя), $a_{ун}$	5
присос окружающего воздуха, $K_{окр}$	30
температура газов, уходящих из концентратора, $t_{о.г.}$, град	180

* См. гл. 12, § 5, формула (143) и п. 5, 6 и 9 расчета.

температура материала, выходящего из концентратора, t_c^k , град	85
температура окружающей среды и шлама, t_c , град	20
Топливо—Донецкий каменный уголь, %	
C^p	62,41
H^p	3,84
N^p	1,13
O^p	4,21
S^p	3,61
A^p	18,80
W^p	6,00
Сумма	100,00
Теплотворность топлива, Q_n^p , ккал/кг топлива	5980
Коэффициент избытка воздуха при сгорании топлива, α	1,1
Присадка топливной золы при клинкерообразовании, a	0,8
Удельный расход натурального топлива, x^T , кг/кг клинкера	0,234

3. Выход продуктов сгорания топлива

Топочные газы	Объем, $нм^3/кг$ клинкера	Вес, $кг/кг$ клинкера
Трехатомные газы	$V_{RO}^T = \frac{1400}{5980} \cdot 1,866 \cdot 0,01 (62,41 + 0,375 \cdot 3,61) 1,1 = 0,307$	$G_{RO}^T = 0,307 \times 1,977 = 0,606$
Азот	$V_{N_2}^T = \frac{1400}{5980} \cdot 0,79 \cdot 0,0899 (62,41 + 0,375 \cdot 3,61) + 0,265 \cdot 3,84 - 0,0333 \times 4,21 \cdot 1,1 = 1,167$	$G_{N_2}^T = 1,167 \times 1,25 = 1,459$
Кислород	$V_{O_2}^T = \frac{1400}{5980} \cdot 0,21 \cdot 0,0899 (62,41 + 0,375 \cdot 3,61) + 0,265 \cdot 3,84 - 0,0333 \times 4,21 (1,1 - 1) = 0,024$	$G_{O_2}^T = 0,042 \times 1,429 = 0,035$
Водяные пары	$V_{H_2O}^T = \frac{1400}{5980} \cdot \frac{1,1 (8,94 \cdot 3,84 + 6,0)}{80,2} + 0,0161 (1,167 + 0,024) = 0,134$	$G_{H_2O}^T = 0,134 \times 0,804 = 0,108$

Топочные газы	Объем, н.м ³ /кг клинкера	Вес, кг/кг клинкера
Общее количество продуктов сгорания (средний удельный вес) $\gamma_{т.з.} =$ $= 2,208:0,632 =$ $= 1,36 \text{ кг/н.м}^3$	$V_{т.з.} = 0,307 + 1,167 + 0,024 +$ $+ 0,134 = 1,632$	$G_{т.з.} = 0,606 +$ $+ 1,459 +$ $+ 0,035 +$ $+ 0,108 = 2,208$

4. Выход технологических газов и паров в печи (до концентратора) * :

Технологические газы и пары	Объем, н.м ³ /кг клинкера	Вес, кг/кг клинкера
Двуокись углерода	$V_{CO_2}^C = \frac{0,564}{1,97} =$ $= 0,285$	$G_{CO_2}^C = 0,44 \left(\frac{100 - 0,8 \cdot 18,8 \cdot 234}{100 - 35,86} \right) \times$ $\times \left(\frac{100}{100 - 5} \right) \left(\frac{4476}{56} + \frac{0,39}{40} \right) = 0,564$
Гидратная влага сырья	$V_W^C = \frac{0,016}{0,804} =$ $= 0,020$	$G_W^C = 0,18 \left(\frac{100 - 0,8 \cdot 18,8 \cdot 0,23}{100 - 35,86} \right) \times$ $\times \left(\frac{100}{100 - 5} \right) \frac{3,05}{54} = 0,016$
Физическая влага сырья	$V_W^C = \frac{0,2453}{0,804} =$ $= 0,306$	$G_W^C = 2,72 \frac{35}{100} (1 - 0,742) = 0,2453$
Общее количество технологических газов и паров, выделившихся в печи, $\gamma_z = 0,8253$: $0,611 = 1,35$ кг/н.м^3	$V_z^C = 0,285 +$ $+ 0,020 + 0,306 =$ $= 0,611$	$G_z^C = 0,564 + 0,016 + 0,2453 = 0,8253$

5. Показатель пылезадерживающей способности концентратора **

$$\eta_n = \frac{20 - 15}{20} \left(\frac{100}{100 - 15} \right) = 0,294.$$

Показатель массообмена по испарению влаги в концентраторе ***

$$\eta_w = \frac{100(35 - 12) - 0,01 \cdot 5 \left(\frac{0,294}{1 - 0,294} \right) 12(100 - 25)}{35(100 - 12)} = 0,742$$

* См. гл. 11, § 3, п. 2, 3.

** См. гл. 14, § 2, формулы (181) и (182).

*** См. гл. 14, § 3, табл. 43.

6. Материальный баланс концентратора*

Приходные статьи	Расходные статьи
<p>1. Приход сырого сырья</p> $G_{wc} = \left(\frac{100 - 0,8 \cdot 18,8 \cdot 0,234}{100 - 35,86} \right) \times$ $\times \left(\frac{100}{100 - 15} \right) \left(\frac{100}{100 - 35} \right) = 2,720$	<p>1. Выход подсушенного сырья</p> $G_c^{zop} = 2,72 \left(1 - \frac{35}{100} \cdot 0,742 \right) = 2,014$
<p>2. Приход горячей сырьевой пыли и топливной золы</p> $G_{ум}^{zop} = \left(\frac{100 - 0,8 \cdot 18,8 \cdot 0,234}{100 - 35,86} \right) \times$ $\times \left(\frac{15}{100 - 15} \right) \left(\frac{1}{1 - 0,294} \right) +$ $+ \frac{(1 - 0,8) 18,8 \cdot 0,234}{100} = 0,3843$	<p>2. Выход испаренной влаги</p> $G_w^{исп} = 2,72 \cdot \frac{35}{100} \cdot 0,742 = 0,706$
<p>3. Приход горячих газов и паров из печи</p> $G_g^n = 2,208 + 0,8253 = 3,033$ <p>с удельным весом</p> $\gamma_z^n = \frac{3,0333}{1,632 + 0,611} = 1,35 \text{ кг/м}^3$	<p>3. Выход сырьевой пыли и топочной золы</p> $G_{ум}^{хол} = \left(\frac{100 - 0,8 \cdot 18,8 \cdot 0,234}{100 - 35,86} \right) \times$ $\times \left(\frac{15}{100 - 15} \right) +$ $+ \frac{(1 - 0,8) 18,8 \cdot 0,234}{100} = 0,2741$
<p>4. Присос окружающего воздуха в концентратор:</p> $G_g^{окр} = 3,0333 \cdot \frac{1,293}{1,35} \cdot \left(\frac{30}{100 - 30} \right) =$ $= 1,2350$	<p>4. Выход отработанных газов и паров (за исключением испаренной в концентраторе влаги):</p> $G_{г.з.}^k = 3,0333 + 1,2350 = 4,2683$
<p>Всего приход:</p> $\Sigma G_{прих} = 2,72 + 0,3843 + 3,0333 +$ $+ 1,2350 = 7,3726$	<p>5. Возврат в печь уловленной пыли:</p> $G_{ум}^{yA} = 0,3843 - 0,2741 = 0,1102.$ <p>Всего расход:</p> $\Sigma G_{расх} = 2,014 + 0,706 + 0,2741 +$ $+ 4,2683 + 0,1102 = 7,3726$

* См. гл. 14, § 3, табл. 43.

7. Тепловой баланс концентратора *

Приходные статьи	Расходные статьи
<p>1. Теплосодержание горячих газов и паров, поступающих в концентратор, $Q_z^{zop} = (1,17 \cdot c_{CO_2} + 1,459 \cdot c_{N_2} + 0,035 \cdot c_{O_2} + 0,3693 \cdot c_{H_2O}) t_z^n + 1,235 \times 0,24 \cdot 20$</p> <p>2. Теплосодержание поступающего шлама $Q_{wc} = \left[2,72 \cdot \frac{35}{100} + (2,72 - 0,951) \times 0,2 \right] 20 = 61,5$</p> <p>3. Теплосодержание горячей сырьевой пыли ($t_{ym}^{zop} \approx 800^\circ$): $Q_{ym}^{zop} = 0,3843 \cdot 0,24 \cdot 800 = 73,9$</p> <p>Всего приход: $\Sigma Q_{прих} = Q_z^n + 5,9 + 61,5 + 73,9 = Q_z^n + 141,3$</p>	<p>1. Расход тепла на парообразование и подогрев испаренной влаги до 180° $Q_{w}^{исп} = 0,706 (597 + 0,47 \cdot 180) = 481,5$</p> <p>2. Расход тепла на подогрев подсушенного сырья от 20 до 85° $Q_c^{zop} = 0,951 (85 - 20) + 2,72 \times \frac{100 - 35}{100} \cdot 0,2 \cdot 85 = 92,0$</p> <p>3. Потери тепла с сырьевой пылью, выносимой из концентратора, $Q_{yn}^{xol} = 0,2741 \cdot 0,21 \cdot 180 = 10,4$</p> <p>4. Теплосодержание газов и паров, уходящих из концентратора при 180° (кроме тепла испаренной влаги) $Q_{o.z.}^k = (1,17 \cdot 0,2371 + 1,459 \cdot 0,2491 + 0,035 \cdot 0,23 + 0,3693 \cdot 0,472 + 1,235 \cdot 0,245) 180 = 203,0$</p> <p>5. Потери тепла корпусом концентратора в окружающую среду ($m \approx 0,095$): $Q_{окр} = 0,095 \cdot 203 = 19,4$</p> <p>Всего расход: $\Sigma Q_{расх} = 481,5 + 92 + 10,4 + 203,0 + 19,4 = 806,3$</p>

8. Тепловой к. п. д. концентратора и температурный уровень на границе «печь-концентратор»**:

$$Q_{пол} = 481,5 + 92,0 = 573,5 \text{ ккал/кг клинкера}$$

$$\eta_k = \frac{573,5}{806,3} = 0,71.$$

* См. гл. 14, § 3, табл. 44.

** См. гл. 14, § 3, формулы (183) и (184).

Теплосодержание газов и паров, выходящих из печи:

$$I_2^n = \frac{806,3 - 61,5 + 73,9}{3,0333} - \frac{1,293}{0,35} \left(\frac{30}{100 - 30} \right) 0,24 \cdot 20 = \\ = 221 \text{ ккал/кг газов.}$$

$$\begin{aligned} \text{При } t_x = 700^\circ & \quad I_x = 220 \text{ ккал/кг газов;} \\ \text{при } t_y = 800^\circ & \quad I_y = 257 \text{ ккал/кг газов.} \end{aligned}$$

Температура газов и паров, выходящих из печи

$$t_{0.2}^n = 700 + \left(\frac{221 - 220}{257 - 220} \right) (800 - 700) = 703^\circ.$$

Теплосодержание газов и паров на входе в концентратор

$$I_2^{top} = \frac{806,3 - (61,5 + 73,9)}{3,0333 + 1,235} = 157 \text{ ккал/кг газов.}$$

$$\begin{aligned} \text{При } t_x = 500^\circ & \quad I_x = 144 \text{ ккал/кг газов;} \\ \text{при } t_y = 600^\circ & \quad I_y = 176 \text{ ккал/кг газов.} \end{aligned}$$

Температура газов и паров на входе в концентратор

$$t_2^{top} = 500 + \left(\frac{157 - 144}{176 - 144} \right) (600 - 500) = 569^\circ.$$

9. Габариты вращающего барабана концентратора*.

Принимаем $w_k \approx 4 \text{ м/сек}$, тогда:

$$S_k = \frac{20500}{3600 \cdot 4} \left(\frac{3,0333}{1,35} + \frac{0,706}{0,804} + \frac{1,235}{1,293} \right) \left(\frac{569 + 273}{273} \right) \approx 18 \text{ м}^2.$$

Из нормируемых геометрических пропорций и стандартных размеров получаем диаметр барабана $D_k = \sqrt{18 \cdot 1,07} = 4,5 \text{ м}$ и длину барабана $H_k = 18 : 4,5 = 4 \text{ м}$.

10. Средний температурный напор в концентраторе**

$$\Delta \bar{t} = \frac{(569 - 85) - (180 - 20)}{\ln \left(\frac{569 - 85}{180 - 20} \right)} = 293^\circ.$$

11. Средняя интенсивность теплоотдачи в концентраторе**. Размеры тел насадки принимаем $d_k = 0,15 \text{ м}$, $h_k = 0,15 \text{ м}$; средняя условная скорость газового потока в концентраторе

$$w_\phi = 0,5 \cdot 4 \left(1 + \frac{180 + 273}{569 + 273} \right) = 3,07 \text{ м/сек};$$

средняя кинематическая вязкость газов составляет $\nu \approx 125 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$,

* См. гл. 14, § 6, формула (196).

** См. гл. 14, § 5 и 6, формулы (195) и (197).

и коэффициент теплопроводности газов $\lambda = 60 \cdot 10^{-3}$ ккал/м × час·град.

При этих условиях:

$$Re_{\phi} = \frac{3,07 \cdot 150 \cdot 10^{-3}}{125 \cdot 10^{-6}} = 3680;$$

$$\alpha_F = 0,8 \frac{60 \cdot 10^{-3}}{150 \cdot 10^{-3}} \cdot 3680^{0,6} = 44,1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град.}$$

12. Необходимая поверхность тел и количество загружаемой насадки*:

$$F_{\phi} = \frac{573,5 \cdot 20500}{44,1 \cdot 293} = 907 \text{ м}^2.$$

Согласно графику на рис. 78 $f_n = 29 \text{ м}^2/\text{м}^3$, $\gamma_n = 1600 \text{ кг/м}^3$, в связи с чем

$$V_n = \frac{907}{29} = 31,3 \text{ м}^3, G_n = 31,3 \cdot 1,6 = 50,0 \text{ т.}$$

13. Степень заполнения барабана концентратора загружаемой насадкой:

$$\varphi_n = \frac{4 \cdot 31,3}{3,14 \cdot 4,5 \cdot 18} \approx 0,5.$$

14. Аэродинамическое сопротивление концентратора: Принимаем $\varphi = 0,92$ и $A = 0,7$, тогда:

$$Re_2 = \frac{0,45}{(1 - 0,92) \sqrt{0,92}} \cdot 3680 = 21500,$$

$$\xi_{\phi} = \left(\frac{9,2}{21500^{0,375}} \right) \cdot \frac{1}{(1 - 0,7)^2} = 8,1.$$

Средняя толщина слоя насадки:

$$h_{сл} = 0,812 \cdot \frac{2,25}{\cos 45^\circ} = 2,64 \text{ м.}$$

Перепад давления газов в слое насадки:

$$\Delta p_{\phi} = 8,1 \cdot \frac{3,07^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,57 \frac{2,64}{0,15} \approx 40 \text{ мм вод. ст.}$$

* См. гл. 14, § 6, формулы (198)–(201).

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица

Характеристика каменноугольного и жидкого топлива

Месторождение	Вид топлива	Марка угля	Рабочая масса топлива									V ²
			W ^p	A ^p	S _k ^p	S _B ^p	C ^p	H ^p	N ^p	O ^p	Q _H ^p	
Каменные угли												
Донецкий бассейн	—	Д	13,0	19,6	2,4	1,6	50,6	3,7	1,1	8,0	4840	43,0
"	—	Г	7,0	15,8	1,9	1,4	62,1	4,2	1,2	6,4	5900	39,0
"	—	Т	5,0	15,2	1,8	0,9	70,6	3,4	1,2	1,9	6550	13,0
"	—	ПА	5,5	15,1	1,3	0,7	72,3	2,8	1,0	1,3	6470	8,0
Печорский бассейн	—	ПЖ	7,0	18,6	0,4	0,5	62,5	3,9	1,7	5,4	5930	31,0
"	—	Д	11,0	24,9	1,9	0,6	47,4	3,2	1,3	9,7	4340	39,0
Кузнецкий бассейн	Ленинское	Д	10,0	5,0	—	0,4	67,2	4,7	2,0	10,7	6300	40,0
"	—	Г	9,0	10,9	—	0,5	66,1	4,6	2,2	6,6	6240	39,0
"	—	ПС	6,5	12,2	—	0,6	74,0	3,5	1,5	1,7	6740	17,0
"	Кемеровское	К-ПС-СС	9,0	15,5	—	0,5	64,9	3,8	1,5	4,8	5990	29,0
"	"	ПС-Т	8,0	14,7	—	0,5	70,0	3,3	1,5	2,0	6360	16,0
"	"	СС26—35	7,0	7,4	—	0,4	71,0	4,5	2,0	7,7	6640	30,0
"	"	СС18—25	6,0	10,3	—	0,4	73,2	3,9	1,8	4,4	6770	22,0
"	"	СС-11—17	5,0	11,4	—	0,4	74,2	3,6	1,8	3,0	6830	14,0
"	Арданчевское	Т	7,0	16,7	—	0,6	68,3	3,1	1,5	2,8	6130	11,0
"	"	ПЛ	4,0	25,0	—	0,5	60,4	3,6	1,8	4,7	5660	28,0
Хакасская авт. обл.	Минусинское	Д	13,0	10,4	0,2	0,4	67,9	4,8	1,9	1,4	6340	42,0
Иркутская обл.	Черемховское	Д	14,0	21,5	0,5	0,5	50,0	3,7	1,0	8,8	4660	45,0
Читинская обл.	Букачачинское	Д	12,0	10,0	—	0,5	60,8	4,3	0,9	11,5	6610	42,0
"	"	Г	8,0	12,0	—	0,6	65,6	4,4	0,9	8,5	6140	38,0
Хабаровский край	Ургальское	Г	5,0	31,4	—	0,3	50,9	3,8	0,8	7,8	4860	42,0
Приморский край	Линовецкое	Д	8,5	27,5	—	0,3	48,6	3,8	0,6	10,7	4530	50,0
"	Сучанское	Г	7,0	27,9	—	0,5	54,7	3,4	0,9	5,6	5030	35,0
"	"	ПЖ	6,0	21,6	—	0,4	61,9	3,6	1,0	5,5	5720	29,0
"	Ворошиловское	СС	5,0	39,9	—	0,2	46,3	3,0	0,6	5,0	4310	25,0

Месторождение	Вид топлива	Марка угля	Рабочая масса топлива									
			W^p	A^p	S_k^p	S_o^p	C^p	H^p	N^p	O^p	Q_k^p	V^2
Приморский край Сахалинская обл. Казахская ССР	Подгородненское	Т	5,0	38,0	—	0,3	49,9	2,6	0,6	3,6	4520	17,0
	Октябрьское	кокс	4,0	11,6	—	0,4	74,3	4,3	1,7	3,7	7040	29,0
	Карагандинское	ПЖ-ПС	7,5	25,0	—	0,8	57,0	3,4	0,9	5,4	5320	28,0
		СС	7,0	37,2	—	0,7	45,2	2,9	0,8	6,2	4190	28,0
Киргизская ССР	Кок-Янтак	Д	15,0	17,0	1,2	0,4	52,7	3,5	0,7	9,5	4850	37,0
Грузинская ССР	Ташкумыр	Д	13,0	11,3	—	0,8	59,4	3,8	0,9	10,8	5450	37,0
	Тквибульское	Г	11,0	26,7	0,7	0,7	48,0	3,6	0,9	8,4	4470	43,0
	Ткварчельское	ПЖ	10,0	34,2	1,8	0,5	44,1	3,5	0,9	5,7	4180	40,0
Бурые угли												
Подмосковный Казахская ССР	Ткварчельское	БР	33,0	29,5	1,7	1,2	29,1	2,2	0,6	8,7	2510	45,0
	Караганда	БР	26,0	17,0	—	0,6	41,9	2,7	0,5	11,3	3620	40,0
Киргизская ССР	Ленгеровское	БР	27,0	14,6	1,3	0,8	44,4	2,6	0,4	8,9	3850	40,0
	Сулюкта	БР	21,0	11,9	0,5	0,1	51,7	2,7	0,5	11,6	4400	36,0
Узбекская ССР	Кызыл-Кил	БР	27,0	11,7	1,4	0,4	46,0	2,6	0,6	10,3	4000	38,0
	Ангренское	БР	35,0	11,0	0,7	0,7	41,9	2,0	0,4	8,3	3450	34,0
Урал	Боголовское	БР	28,0	21,6	—	0,3	34,3	2,4	0,6	12,8	2840	48,0
	Челябинское	БР	17,0	24,9	0,7	0,5	41,8	3,0	1,0	11,1	3770	43,0
Читинская обл.	Тарбагатанское	БР	25,0	13,5	3,1	0,6	45,5	3,1	0,8	8,4	4050	43,0
	Черновское	БР	37,0	7,4	—	0,5	44,7	3,0	0,8	10,6	3940	42,0
Приморский край	Арабагарское	БР	25,0	15,0	0,2	0,5	42,6	2,9	0,8	13,0	3720	45,0
	Аютовское	БР	28,0	21,6	—	0,3	35,5	2,9	0,8	10,9	3120	49,0
Красноярский край	Тавричанское	БР	14,0	21,5	—	0,5	47,7	3,5	1,0	11,8	4350	45,0
	Канское	БР	32,0	10,2	0,3	0,2	41,6	2,9	0,8	12,0	3570	49,0
Бурят-Монгольская АССР	Гусино-Озерское	БР	21,0	15,8	—	0,6	47,4	3,2	0,6	11,4	4240	43,0
Таджикская ССР	Шурат	БР	26,0	12,6	—	0,7	46,7	2,5	0,5	11,0	3950	35,0
Хабаровский кр.	Раичихинское	БР	37,0	9,5	—	0,2	37,8	2,3	0,5	12,7	3070	42,0

Месторождение	Вид топлива	Марка угля	Рабочая масса топлива									
			W^p	A^p	S_k^p	S_o^p	C^p	H^p	N^p	O^p	Q_k^p	V^2
Хабаровский кр. Башкирская АССР	Кивдинское	БР	37,0	13,2	—	0,2	35,3	2,1	0,6	11,6	2840	41,0
	Бабаевское	БР	52,0	9,6	0,3	0,4	26,7	2,5	0,2	8,3	2240	63
Антрациты												
Донецкий бассейн Донецкий бассейн Урал	Егоршинское	АМ-АС	5,0	13,3	—	1,7	76,4	1,5	0,8	1,3	6475	4,0
		АРШ	6,0	16,9	—	1,8	71,7	1,4	0,8	1,4	6100	4,0
		АШ	7,0	16,7	—	1,7	70,5	1,4	0,8	1,9	6010	4,0
		АР	5,5	20,9	—	0,4	66,7	2,7	0,5	3,4	5920	7,0
Горючие сланцы												
Эстойская ССР Ленинградская обл.	Гдовское	—	15,0	37,4÷13,8	—	1,5	25,0	3,2	0,1	4,0	2590	90,0
		—	15,0	43,8÷14,9	—	1,3	19,3	2,5	0,1	3,1	1940	90,0
Жидкое топливо												
Бензин	·	—	—	—	0,05	85,0	14,9	0,05	—	10450	—	
Керосин	·	—	—	—	0,1	86,0	13,7	0,2	—	10260	—	
Мазут малосернистый	·	—	—	—	0,7	87,8	10,7	0,8	—	9700	—	
Мазут многосернистый	·	—	—	—	4,0	84,0	11,5	0,5	—	9370	—	

Состав природных горючих газов месторождений СССР

Месторождения	Состав газа, %									
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	CO ₂	N ₂	H ₂ S	ρ _н	γ по воздуху
Ставропольское	93,70	0,35	0,12	0,06	—	0,10	0,67	—	8530	0,56
Ставропольское	85,00	4,40	2,40	1,80	1,30	0,10	5,00	—	9400	0,67
Волгоградское	98,50	0,50	0,10	—	—	—	0,90	—	8530	0,56
Елшанское, Саратовской обл.	94,50	1,80	0,40	0,10	0,10	0,10	3,50	—	8440	0,59
Степновское, Саратовской обл.	95,10	2,30	0,70	0,40	0,80	0,20	0,50	—	9030	0,60
Тульское, Краснодарский край	97,80	0,40	—	0,30	—	0,20	1,30	—	8500	0,58
Меловые горы, Краснодарский край	94,40	—	—	—	—	0,60	5,00	—	8350	0,58
Дашавское	98,30	0,30	0,12	0,15	—	0,10	1,03	—	8520	0,56
Шебалинское	93,50	4,00	1,00	0,50	0,50	0,10	0,40	—	9130	0,61
Мелитопольское	98,00	—	—	—	—	0,20	1,80	—	8450	0,57
Бугурусланское	77,80	4,40	1,70	0,80	0,60	0,20	13,50	1,00	8150	0,69
Ухтинское	88,00	1,90	0,20	0,30	—	0,30	9,3	—	7550	0,61

Средняя теплоемкость некоторых материалов, ккал/кг·град

Таблица 3

Температура, °С	CaCO ₃	MgCO ₃	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	SiO ₂	CaO	Цемент	CaS	MgO
20—100	0,209	0,205	0,260	—	0,191	0,186	0,188	—	0,218
20—200	0,234	0,228	0,264	0,180	0,297	0,190	0,198	—	0,235
20—300	0,244	0,235	0,268	0,185	0,220	0,201	0,208	—	0,245
20—400	0,248	0,240	0,277	0,180	0,232	0,204	1,215	—	0,250
20—500	0,251	0,254	0,280	0,196	1,246	0,236	0,220	—	0,256
20—600	0,256	—	—	0,203	0,256	0,207	0,225	—	0,262
20—700	0,262	—	—	0,210	0,259	0,210	0,229	—	0,267
20—800	0,264	—	—	0,214	0,261	0,211	0,233	—	0,271
20—900	0,266	0,305	—	0,216	0,263	0,213	0,236	—	0,274
20—1000	—	—	—	0,221	0,265	0,214	0,239	—	0,277
20—1100	—	—	—	0,227	0,266	0,216	0,242	—	0,280
20—1200	—	—	—	0,230	0,267	0,216	0,249	—	0,289
20—1300	—	—	—	0,234	0,270	0,217	0,255	—	0,286
20—1400	—	—	—	0,238	0,271	0,218	0,262	—	0,288
20—1500	—	—	—	—	0,272	0,219	0,270	—	0,290

Объемный вес и средняя теплоемкость твердого и жидкого топлива [л. 10]

Таблица 4

Наименование топлива	Теплоемкость, ккал/кг	
	с, град	ж, град
Сланцы	0,21	1060
Антрацит	0,22	1000
Тощие каменные угли	0,22	860
Бугминозные каменные угли	0,26	920
Бурые угли	0,27	810

Наименование топлива	Теплоемкость $c, \text{ккал/кг} \cdot \text{град}$	Насыпной вес $\gamma,$ кг/м^3
Торф	0,27	450
Бензин	0,48	900
Керосин	0,56	850
Мазут	—	850

Теплоемкость твердого рабочего топлива подсчитывается по формуле:

$$c_p = \frac{WP}{100} + c_T \frac{100 - WP}{100}, \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$$

Таблица 5

Удельный вес и теплопроводность газов

Наименование газов	Химиче- ская формула	$M,$ молеку- лярный вес	$\gamma_2,$ кг/м^3 при 0 и 760 мм рт. ст.	Плотность по отно- шению к воздуху	$\lambda_0,$ $\text{ккал/м} \cdot$ $\text{час} \cdot \text{град}$	Константа C
Воздух	—	29	1,293	1,000	0,0192	125
Кислород	O_2	32	1,429	1,105	0,020	144
Азот	N_2	28	1,251	0,968	0,0196	114
Водород	H_2	2	0,089	0,069	0,1370	94
Окись углерода .	CO	28	1,250	0,967	0,0185	156
Углекислота	CO_2	44	1,977	1,529	0,0122	150
Метан	CH_4	16	0,717	0,555	0,0252	—
Этилен	C_2H_4	28	1,260	0,975	0,0090	—
Сернистая кис- лота	SO_2	64	2,928	2,264	0,0131	—
Пары воды	H_2O	18	0,805	0,623	0,0187	673

$$\gamma_2 = \frac{M}{22,4}, \text{ кг/м}^3.$$

Теплопроводность газов при температуре t :

$$\lambda_2 = \lambda_0 \frac{273 + C}{T_2 + C} \left(\frac{T_2}{273} \right)^{3,2}, \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{град}.$$

Теплоемкость газов в зависимости от температуры в пределах
0—2500, ккал/м³·град [Л. 10]

t	c _{CO₂}	c _{H₂O}	c _{O₂}	c _{N₂}	Воздух	c _{CO}	c _{SO₂}	c _{H₂}	c _{CH₄}	c _{C₂H₆}
0	0,3821	0,3569	0,3119	0,3092	0,3098	0,3103	0,414	0,3049	0,3702	0,5278
100	0,4061	0,3595	0,3147	0,3095	0,3106	0,3109	0,433	0,3083	0,3922	0,5959
200	0,4269	0,3636	0,3189	0,3104	0,3122	0,3122	0,451	0,3098	0,4201	0,6627
300	0,4449	0,3684	0,3239	0,3121	0,3146	0,3145	0,468	0,3103	0,4505	0,7271
400	0,4609	0,3739	0,3290	0,3144	0,3174	0,3174	0,482	0,3110	0,4814	0,7902
500	0,4750	0,3797	0,3339	0,3171	0,3207	0,3207	0,495	0,3117	0,5112	0,8485
600	0,4875	0,3857	0,3384	0,3201	0,3240	0,3242	0,505	0,3124	0,5400	0,9023
700	0,4988	0,3920	0,3426	0,3233	0,3274	0,3277	0,514	0,3134	0,5677	0,9521
800	0,5090	0,3984	0,3463	0,3265	0,3306	0,3311	0,522	0,3145	0,5957	0,9986
900	0,5181	0,4050	0,3498	0,3295	0,3338	0,3343	0,529	0,3159	0,6216	1,0418
1000	0,5263	0,4115	0,3529	0,3324	0,3367	0,3374	0,535	0,3174	0,6447	1,0818
1100	0,5338	0,4180	0,3557	0,3352	0,3395	0,3403	0,540	0,3191	0,6605	1,1187
1200	0,5407	0,4244	0,3584	0,3378	0,3422	0,3436	0,544	0,3208	0,6838	1,1525
1300	0,5469	0,4306	0,3608	0,3404	0,3447	0,3455	—	—	—	—
1400	0,5526	0,4366	0,3631	0,3427	0,3470	0,3479	—	—	—	—
1500	0,5578	0,4425	0,3654	0,3447	0,3492	0,3501	—	—	—	—
1600	0,5626	0,4481	0,3673	0,3470	0,3513	0,3522	—	—	—	—
1700	0,5671	0,4537	0,3693	0,3490	0,3532	0,3541	—	—	—	—
1800	0,5712	0,4589	0,3712	0,3508	0,3551	0,3559	—	—	—	—
1900	0,5750	0,4639	0,3730	0,3525	0,3568	0,3576	—	—	—	—
2000	0,5785	0,4688	0,3748	0,3541	0,3585	0,3592	—	—	—	—
2100	0,5818	0,4735	0,3764	0,3557	0,3600	0,3607	—	—	—	—
2200	0,5848	0,4779	0,3771	0,3571	0,3615	0,3621	—	—	—	—
2300	0,5876	0,4822	0,3797	0,3585	0,3629	0,3634	—	—	—	—
2400	0,5902	0,4864	0,3813	0,3598	0,3643	0,3647	—	—	—	—
2500	0,5926	0,4903	0,3828	0,3610	0,3655	0,3659	—	—	—	—

Степень диссоциации CO₂, %

°C	Парциальное давление CO ₂ , ата														
	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,25	0,30
1500	0,6	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
1600	2,2	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,55	1,5	1,45	1,4	1,35	1,3	1,3	1,2	1,1
1700	4,1	3,8	3,5	3,3	3,1	3,0	2,9	2,8	2,6	2,5	2,4	2,3	2,2	2,0	1,9
1800	6,9	6,3	5,9	5,5	5,2	5,0	4,8	4,6	4,4	4,2	4,0	3,8	3,7	3,5	3,3
1900	11,1	10,1	9,5	8,9	8,5	8,1	7,8	7,6	7,2	6,8	6,5	6,3	6,1	5,6	5,3
2000	18,0	16,5	15,4	14,6	13,9	13,4	12,9	12,5	11,8	11,2	10,8	10,4	10,0	9,4	8,8
2100	25,9	23,9	22,4	21,3	20,3	19,6	18,9	18,3	17,3	16,6	15,8	15,3	14,9	13,9	13,1
2200	37,6	35,1	33,1	31,5	30,3	29,2	28,3	27,5	26,1	25,0	24,1	23,3	22,6	21,2	20,1
2300	47,6	44,7	42,5	40,7	39,2	37,9	36,9	35,9	34,3	32,9	31,8	30,9	30,0	28,2	26,9
2400	59,0	56,0	53,7	51,8	50,2	48,8	47,6	45,5	44,6	43,1	41,8	40,6	39,6	37,5	35,8
2500	69,1	66,3	64,1	62,2	60,6	59,3	58,0	56,9	55,0	53,4	52,0	50,7	49,7	47,3	45,4

Таблица 8

Степень диссоциации водяного пара, %

°C	Парциальное давление водяного пара, ата														
	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,25	0,30
1600	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,63	0,60	0,58	0,56	0,54	0,52	0,50	0,48	0,46
1700	1,60	1,45	1,35	1,27	1,20	1,16	1,15	1,08	1,02	0,95	0,90	0,85	0,80	0,76	0,73
1800	2,70	2,40	2,25	2,10	2,00	1,90	1,85	1,80	0,70	0,60	1,53	1,46	1,40	1,30	1,52
1900	4,45	4,05	3,80	3,60	3,40	3,25	3,10	3,00	2,85	2,70	2,60	2,50	2,40	2,20	2,10
2000	6,30	5,75	5,35	5,05	4,80	4,60	4,45	4,30	4,00	3,80	3,55	3,50	3,40	3,15	2,95
2100	9,35	8,55	7,95	7,50	7,10	6,80	6,55	6,35	6,00	5,70	5,45	5,25	5,10	4,80	4,55
2200	13,4	12,3	11,5	10,8	10,30	9,90	9,60	9,30	8,80	8,35	7,95	7,65	7,40	6,90	6,50
2300	17,5	16,0	15,4	15,0	14,30	13,70	13,30	12,90	12,20	11,60	11,10	10,70	10,40	9,60	9,10
2400	24,4	22,5	21,0	20,0	19,10	18,40	17,70	17,20	16,30	15,60	15,00	14,40	13,90	13,00	12,20
2500	30,9	28,6	26,8	25,6	24,5	23,50	22,70	22,10	20,90	20,00	19,30	18,60	18,00	16,80	15,90

Свойства огнеупорных материалов

Таблица 9

Материалы	Объемный вес, γ, кг/м ³	Коэффициент теплопроводности, λ, кг·град/м·град	Теплоемкость от 0° до 1000°С, X град	Огнеупорность, °С	Пределы температуры службы (в формуле для от нагрузки)
Шамотные изделия	1800—2200	0,6+ +0,00055	0,193+ +0,00075	1580- +1170	1350- +1500
Хромомagneзит	2900—3000	0,97+1,15	0,18+ +0,00036	1950	1500- +1700
Термослойный хромомagneзит	2750—2800	0,97+1,15	0,18+ +0,00036	2340± ±20	1700
Магнезит	2600—2700	5,3- -0,00230	0,255+ +0,000060	2000	1500- +1700
Шамотный легкий вес	810—1340	0,15+0,28	-	1380- +1430	-
Талько-магнезит	2870	0,78+0,57	0,3 (при 300°С)	1550- +1700	1350- +1500
Карборунд	2720	2,48+6,21	0,28	2000	1680

Значение коэффициента теплопроводности газов

Таблица 10

Температура газа, °C	λ, кг·град·чел·град					Давление газа (W=13%) при содержании CO ₂ %				
	CO ₂	O ₂	H ₂	N ₂	воздух	5	11	17	23	
0	0,01191	0,2120	15000	0,02090	0,0210	0,01949	0,01903	0,01857	0,01812	
100	0,01865	0,2830	18600	0,02640	0,0268	0,02559	0,02519	0,02431	0,02440	
200	0,02660	0,3500	22200	0,03135	0,0322	0,03133	0,03108	0,03050	0,03058	
300	0,03222	0,4130	25800	0,03600	0,0376	0,03693	0,03693	0,03693	0,03693	
400	0,03891	0,4730	29400	0,04055	0,0422	0,04249	0,04275	0,04292	0,04326	
500	0,04603	0,5290	33000	0,04490	0,0463	0,04791	0,04849	0,04907	0,04970	
600	0,05240	0,5800	36600	0,04910	0,0514	0,05317	0,05414	0,05511	0,05211	
700	0,05941	0,6260	40200	0,05310	0,0556	0,05820	0,05963	0,06106	0,06649	
800	0,06415	0,6680	43800	0,05695	0,0602	0,06311	0,06506	0,06708	0,06686	
900	0,06965	0,7080	47400	0,06070	0,0636	0,06781	0,07027	0,07280	0,07512	
1000	0,07489	0,7330	51000	0,06430	0,0674	0,07234	0,07535	0,07836	0,08138	
1100	0,07994	-	-	0,06760	0,0710	0,07682	0,08036	0,08397	0,08743	
1200	0,08468	-	-	0,07100	0,0745	0,08123	0,08533	0,08960	0,09369	

ЛИТЕРАТУРА

1. Г. Гиги. Теплотехнические исследования вращающейся печи для обжига порландцементного клинкера. Перевод Гипроцемента, № 2038, 1938.
2. Е. И. Ходоров. Печи цементной промышленности, ч. 1, II. Промстройиздат, 1950—1951.
3. Г. Гиги. Термодинамика цементной печи. Третий международный конгресс по химии цемента, Госстройиздат, 1958.
4. Теплотехнический справочник, т. 1, Госэнергоиздат, 1957.
5. С. Д. Окороков. Расчет порландцементной сырьевой шихты. Стройиздат, 1947.
6. Гипроцемент. Контроль производства цемента, т. 1, Промстройиздат, 1951.
7. Ю. М. Бутт. Технология вяжущих веществ. Промстройиздат, 1956.
8. G. Martin. Chemical Engineering and Thermodynamics Applied to the cement rotary kiln. London, 1932.
9. Е. И. Ходоров. Современная технология производства цементного клинкера, Госстройиздат, 1960.
10. М. Б. Равич. Упрощенная методика теплотехнических расчетов. Изд. АН СССР, 1961.
11. W. Anselm. «Zement — Kalk — Gips», № 5, 1953.
12. G. Bornschein. «Silikattechnik», № 4, 1960.
13. L. Ludera. «Cement — Wapno — Gips», № 1, 1960.
14. D. J. Mazurów. «Silikattechnik», № 4, 1960.
15. L. Ludera. «Cement — Wapno — Gips», № 6, 1960.
16. «Теплоэнергетика», № 1, 1955.
17. Тепловой расчет котельных агрегатов, нормативный метод, Госэнергоиздат, 1957.
18. А. Н. Иванов. Теплоиспользование в цементнообжигательных печах. «Труды Гипроцемента», вып. VIII, 1948.
19. И. Е. Идельчик. Справочник по гидравлическим сопротивлениям, Госэнергоиздат, 1960.
20. Я. Циборовский. Процессы химической технологии, Госхимиздат, 1958.
21. А. Ф. Чудновский. Теплообмен в дисперсных средах, ГИТЛ, 1954.
22. Р. С. Бернштейн, В. В. Померанцев, С. Л. Шагалова. Обобщенный метод расчета аэродинамического сопротивления загруженных сечений. «Вопросы аэродинамики и теплопередачи в котельно-топочных процессах», Сб. статей под ред. проф. Г. Ф. Кнорре, Госэнергоиздат, 1958.
23. Справочник теплотехника предприятий черной металлургии, т. 1, Металлургиздат, 1953.
24. С. С. Забродский. К анализу экспериментальных данных по переносу тепла псевдооживленным слоем. «Инженерно-физический журнал» № 4, Минск, 1958.
25. С. С. Кутателадзе и В. М. Боришанский. Справочник по теплопередаче, Госэнергоиздат, 1959.

26. Б. И. Китаев, Ю. Г. Ярошенко и В. Д. Сучков. Теплообмен в шахтных печах, Металлургиздат, 1957.
27. Теплотехнический справочник, т. II, Госэнергоиздат, 1958.
28. И. М. Федоров. Теория и расчет процесса сушки во взвешенном состоянии. Госэнергоиздат, 1955.
29. Ю. С. Лурье. Портландцемент, Госстройиздат, 1959.
30. А. Г. Касаткин. Основные процессы и аппараты химической технологии, Госхимиздат, 1960.
31. Макс Лева. Псевдооживление, перевод с англ. под ред. проф. Н. И. Гельперина, Гостопиздат, 1961.
32. А. О. Спиваковский и В. К. Дьячков. Транспортирующие машины, Машгиз, 1955.
33. I. Ieshke, Techn. Mech. V. D. I., 69, 1925.
34. L. Farbar, M. Morley, Ind. Eng. Chem., 49, 1957.
35. Г. Гребер, С. Эрки и У. Григуль. Основы учения о теплообмене. Перевод с немецк. под ред. проф. А. А. Гухмана, Изд-во иностранной литературы, 1958.
36. R. Hilpert, Forsch. Ind. — Wes., 4, 1933.
37. Д. Я. Мазуров. Шламовые фильтры-подогреватели прямоточного типа и некоторые методы их расчета. «Труды шестого Всесоюзного совещания заводских лабораторий цементной промышленности», Госстройиздат, 1958.
38. А. Н. Плановский, В. М. Рамм, С. З. Каган. Процессы и аппараты химической технологии, Госхимиздат, 1955.
39. T. H. Chilton a A. Colburne. Pressure drop in Packed Tubes, Ind Eng. Chem., 23, 913, 1933.
40. Ю. Е. Гусев, А. Е. Мягков и Ю. А. Карякин. Методика расчета фильтров-подогревателей мембранного типа «НИИцемент», «Труды», вып. 12, Госстройиздат, 1959.
41. Н. М. Жаворонков. Гидравлические основы скрубберного процесса и теплопередача в скрубберах. Изд-во «Советская наука», 1944.
42. Ф. Г. Банит и О. Е. Королева. Исследование релогических свойств сырьевых шламов применительно к работе фильтров-подогревателей вращающихся печей. «Научные сообщения НИИцемента», № 5 (36), Госстройиздат, 1959.
43. Н. М. Жаворонков, В. А. Малюсков и Н. Г. Малафеев. Пленочный тепло- и массообмен в каналах круглого и прямоугольного сечения. «Химическая промышленность», № 8, 1951.
44. П. Д. Лебедев и А. А. Щукин. Промышленная теплотехника, Госэнергоиздат, 1956.
45. А. В. Нестеренко. Тепло- и массообмен при испарении жидкости со свободной поверхности. «Санитарная техника», № 4, 1953.
46. В. И. Гомелаури. Труды Энергетического института. АН ГССР, № 4, 1948.
47. А. А. Жукаускас. Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости. «Теплоэнергетика», № 9, 1955.
48. В. П. Исавенко. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке различных жидкостей. «Теплоэнергетика», № 8, 1955.
49. I. Islamet. Forschung a. d. Gebiete d. Ingenierwesens. Bd. 3, № 2, 1932.
50. П. Ребу. Кипящий слой. ЦИИН цветной металлургии. Москва, 1959.
51. ЦИИН цветной металлургии. Процессы в кипящем слое, Москва.
52. ЦИИН цветной металлургии. Обжиг сульфидных материалов в кипящем слое, Metallurgizdat, 1958.
53. Процессы в кипящем слое, сборник статей под ред. Д. Ф. Отмера, перевод с англ., Гостопиздат, 1958.
54. Д. А. Диомидовский. Печи цветной металлургии, Metallurgizdat, 1956.
55. И. М. Рафалович. Использование тепла и регулирование темпера-

- туры кипящего слоя в печах для обжига, ЦИИН цветной металлургии, Москва, 1957.
56. А. В. Лыков. Тепло- и массообмен в процессах сушки, Госэнергоиздат, 1956.
 57. В. В. Шибанова. Газодинамическое сопротивление псевдоожиженного зернистого слоя, «Инженерно-физический журнал», № 2, Минск, 1958.
 58. Е. И. Ходоров и В. М. Косарева. Двухстадийный обжиг цементного сырья во взвешенном и пересыпающемся слое, Гипроцемент. «Труды», вып. XVIII, Промстройиздат, 1955.
 59. В. К. Хохлов и А. Е. Мягков. Полный обжиг клинкера в кипящем слое, НИИцемент, «Труды», № 6 (37), Госстройиздат, 1959.
 60. Д. Я. Мазуров. Об интенсивном охлаждении цементного клинкера в кипящем слое и предложения о холодильнике нового типа, «Цембюро института Гипроцемент», Сборник по обмену опытом в цементной промышленности», вып. 2, Москва, 1960.
 61. K. N. Kett'enring, E. L. Manderfeld a I. M. Smith, Chem. Eng. Progr., 46, 139, 1950.
 62. Е. О. Розенталь. Тепло- и массообмен в псевдоожиженном состоянии. Энергетический институт АН СССР.
 63. Е. О. Розенталь. «Тепло- и массообмен в процессах испарения». Изд-во АН СССР, Москва, 1958.
 64. Относительно американских обозначений. Inst. Chem. Engrs., 40, 254—268 (1944).
 65. Д. Я. Мазуров. К вопросу газодинамики и теплообмена в крупнозернистом кипящем слое, «Инженерно-физический журнал», № 1, Минск, 1962.

При работе над книгой авторы использовали, кроме перечисленных, другие периодические издания и проектные материалы институтов «НИИцемент», «Гипроцемент», «Южгипроцемент», «Оргпроектцемент», «Новоросгипроцемент» и «Ницеммаш».

ВАЖНЕЙШИЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Размерные физические величины

Символы	Физические величины	Размерность в технической системе единиц	Единицы измерения
$L; l; H; h; D;$ $d; B; b$	Характерные линейные размеры	$\cdot L$	m
$S; s; F; f$	Площади сечений и поверхностей и удельные площади	$L^2; L^{-1};$ $L^2 \cdot F^{-1}$	$m^2, m^2/m^3$ и m^2/kg
$V; v$	Объемы и удельные объемные расходы	$L^3; L^3 \cdot F^{-1};$ $1; L^3 \cdot T^{-1}$	$m^3, m^3/kg, m^3/m^3$ и $m^3/час$
$w; u$	Линейные, условные и весовые скорости	$L \cdot T^{-1};$ $L^{-2} \cdot F \cdot T^{-1}$	$m/сек$ и $kg/m^3 \cdot сек$
$p; H; \Delta p; \Delta H$	Давления и разности давлений	$L^{-2} \cdot F$	kg/m^2 и $атм$
$T; t; \Delta T; \Delta t$	Температуры и разности температур	θ	$^{\circ}K$ и $град$
$a = \frac{\lambda}{cT}$	Коэффициент температуропроводности	$L^2 \cdot T^{-1}$	$m^2/сек$ и $m^2/час$
c	Удельная теплоемкость	$Q \cdot M^{-1} \cdot \theta;$ $Q \cdot L^{-3} \cdot \theta^{-1}$	$ккал/kg \cdot град$ и $ккал/(м^3 \cdot град)$
λ	Коэффициент теплопроводности	$Q \cdot L^{-1} \cdot T^{-1} \cdot \theta^{-1}$	$ккал/м \cdot час \cdot X$ $X \cdot град$
$\gamma; \rho$	Удельный вес и плотность	$F \cdot L^{-3};$ $M \cdot l^{-2} \cdot L^{-4}$	kg/m^3 и $kg \cdot сек^2/m^4$
ν	Кинематическая вязкость	$L^2 \cdot T^{-1}$	$m^2/сек$

Символы	Физические величины	Размерность в технической системе единиц	Единицы измерения
μ	Динамическая вязкость	$F \cdot T \cdot L^{-2}$	кг·сек/м ²
$\alpha_F; R$	Коэффициент теплоотдачи и коэффициент теплопередачи относительно площади	$Q \cdot L^{-2} \cdot T^{-1} \times \theta^{-1}$	ккал/м ² ·час × град
$R; \alpha_v$	Объемный коэффициент теплопередачи	$QL^{-3} \cdot T^{-1} \times \theta^{-1}$	ккал/м ³ ·час × град
$\xi; \zeta$	Коэффициенты газодинамического сопротивления и местных сопротивлений	—	В долях динамического давления
ϵ	Удельная лучеиспускающая способность	$QL^{-2} \cdot T^{-1}$	ккал/м ² ·час
Q	Количество теплоты и потока тепла	$Q; Q \cdot T^{-1}$	ккал и ккал/час
q	Плотность теплового потока и удельный расход тепла	$Q \cdot L^{-2} \cdot T^{-1}$ $Q \cdot F^{-1}$	ккал/м ² ·час и ккал/кг
τ	Продолжительность времени	T	час
G	Весовая производительность и весовые удельные расходы	$F \cdot T^{-1}; 1$	кг/час и кг/кг
β	Коэффициент объемного расширения	θ^{-1}	град ⁻¹
ρ_v, ρ_S	Удельные производительности, отнесенные к объему и к площади	$F \cdot L^{-3} \cdot T^{-1};$ $FL^{-2} \cdot T^{-1}$	кг/м ³ ·час и кг/м ² ·час
q_v, q_S	Удельные теплоты, отнесенные к объему и к площади в единицу времени	$Q \cdot L^{-3} \cdot T^{-1}$ $Q \cdot L^{-2} \cdot T^{-1}$	ккал/м ³ ·час и ккал/м ² ·час
M	Молекулярные веса	—	кг/моль

Символы	Физические величины	Размерность в технической системе единиц	Единицы измерения
η	Коэффициенты полезного действия	—	В долях единиц и в %
W	Влажность	—	%
$K; A; B; C; n; m; Z; \beta$	Численные множители (коэффициенты) и показатели степени	—	В относительных единицах
N	Мощность	$L \cdot F \cdot T^{-1}$	кг/м·сек (квт)

**Критерии
(безразмерные параметры)**

Символы	Наименования	Определение
Re	Критерий Рейнольдса	$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$
Fr	Критерий Фруда	$Fr = \frac{w^2}{g \cdot d}$
Pr	Критерий Прандтля	$Pr = \frac{\nu}{a}$
Gz	Критерий Грэца	$Gr = Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{h}$
Nu	Критерий Нуссельта	$Nu = \frac{a \cdot d}{\lambda}$
St	Критерий Стантона	$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr}$
Fe	Критерий Федорова	$Fe = d \sqrt[3]{\frac{4 \cdot g}{3 \cdot \nu^2} \left(\frac{\gamma_{20}}{\gamma_2} - 1 \right)}$
Ar	Критерий Архимеда	$Ar = \frac{g \cdot d^3}{\nu^2} \left(1 - \frac{\gamma_{ms}}{\gamma_2} \right)$
Eu	Критерий Ейлера	$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}$
Fo	Критерий Фурье	$Fo = \frac{4 \cdot a \tau}{d^2}$

Символы	Наименования	Определение
Bi	Критерий Био	$Bi = \frac{\alpha \cdot d}{2\lambda_{ms}}$
Gu	Критерий Гухмана	$Gu = \frac{T_c - T_\lambda}{T_c}$
Pe	Критерий Пекле	$Pe = \frac{w \cdot d}{\alpha} = Re \cdot Pr$
Gr	Критерий Грасгофа	$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot d^3}{\nu^2}$
Ki	Критерий Кирпичева	$Ki = \frac{k \cdot d}{\lambda}$

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
-----------------------	---

Часть I

Вращающиеся печи и теплоиспользующие установки

Глава 1. Вращающиеся печи для обжига по мокрому способу	5
--	---

1. Производство цемента	5
2. Классификация вращающихся печей	6
3. Вращающиеся печи без запечных теплообменников	7
4. Внутренние теплообменные устройства вращающихся печей	9
5. Устройства для сжигания топлива во вращающихся печах	23
6. Футеровка (внутренняя огнеупорная кладка) вращающихся печей	31
7. Вращающиеся печи с запечными теплообменниками — концентраторами шлама	37

Глава 2. Вращающиеся печи для обжига клинкера по сухому способу	41
--	----

1. Вращающиеся печи с конвейерными кальцинаторами	42
2. Вращающиеся печи с циклонными теплообменниками	50
3. Вращающиеся печи со змеевиковыми теплообменниками	62
4. Вращающиеся печи с котлами-утилизаторами	65
5. Вращающиеся печи сухого способа обжига без запечных утилизаторов тепла	66

Глава 3. Клинкерные холодильники	67
---	----

1. Особенности процесса охлаждения клинкера	67
2. Однобарабанные холодильники	70
3. Многобарабанные (рекуператорные) холодильники	72
4. Холодильники с колосниково-переталкивающей решеткой	75
5. Холодильники с конвейерной (бесконечной) решеткой	81
6. Холодильники с горизонтальной решеткой вибрационного действия	82

Глава 4. Пылеосадительные аппараты для обеспыливания отходящих газов и тяго-дутьевые устройства	84
--	----

1. Способы обеспыливания газов	84
2. Способы использования пыли	94
3. Тяго-дутьевые устройства	94
4. Мощность привода вращающихся печей	98

<i>Глава 5.</i>	Новые способы получения цементного клинкера	99
§ 1.	Технико-экономические факторы	99
§ 2.	Новые шахтные печи высокой производительности	102
§ 3.	Способы получения плавяного клинкера	105
§ 4.	Способы обжига клинкера в кипящем слое	113
§ 5.	Вихревые способы обжига клинкера	121
§ 6.	Некоторые новые теплообменные аппараты	128

Часть II

Методы расчета

<i>Глава 6.</i>	Процессы клинкерообразования и тепловые эффекты	134
§ 1.	Химические реакции, температурный уровень и технологические зоны	134
§ 2.	Тепловые эффекты и теоретический расход тепла	137
<i>Глава 7.</i>	Материальный и тепловой балансы цементнообжигательных печей	144
§ 1.	Целевое назначение	144
§ 2.	Расходные статьи материального баланса	144
§ 3.	Приходные статьи материального баланса	145
§ 4.	Приходные статьи теплового баланса	148
§ 5.	Расходные статьи теплового баланса	149
§ 6.	Уравнения и структура теплового баланса	152
§ 7.	Тепловой и технологический коэффициенты полезного действия	155
<i>Глава 8.</i>	Температуры на границах технологических зон и диаграмма « $I-t$ »	156
§ 1.	Тепловые балансы технологических зон	151
§ 2.	Температуры газов на границах технологических зон (« $I-t$ » диаграмма)	161
<i>Глава 9.</i>	Теплопередача и размеры рабочего пространства печей	163
§ 1.	Метод определения длины технологических зон и тепловые потоки	161
§ 2.	Теплопередача в полой части вращающейся печи и размеры технологических зон	165
§ 3.	Теплопередача в зоне навески цепей и ее размеры	176
<i>Глава 10.</i>	Основные параметры и приближенный расчет вращающихся печей	177
§ 1.	Цель приближенного расчета	177
§ 2.	Тепловой эффект клинкерообразования	178
§ 3.	Эмпирические зависимости	179
§ 4.	Количественные связи параметров вращающихся печей	186
<i>Глава 11.</i>	Тепловой расчет конвейерных кальцинаторов	189
§ 1.	Назначение и метод расчета	189
§ 2.	Расходные статьи материального баланса	191

§	3. Приходные статьи материального баланса	192
§	4. Приходные статьи теплового баланса	192
§	5. Расходные статьи теплового баланса	193
§	6. Уравнение теплового баланса и коэффициент полезного действия	195
§	7. Геометрические параметры слоя сыпучего (зернистого) материала	196
§	8. Аэродинамическое сопротивление слоя сыпучего (зернистого) материала	197
§	9. Теплообмен в слое сыпучего (зернистого) материала	202
§	10. Определение габаритов решетки, скорости ее движения и толщины слоя материала в конвейерных кальцинаторах	206
Глава 12. Тепловой расчет циклонных теплообменников		211
§	1. Назначение и метод расчета	211
§	2. Структура материального и теплового балансов	211
§	3. Аэродинамика циклонов	215
§	4. Теплообмен во взвешенном состоянии	218
§	5. Определение габаритов многоступенчатой установки циклонных теплообменников	220
Глава 13. Тепловой расчет змеевиковых теплообменников		223
§	1. Назначение и метод расчета	223
§	2. Структура материального и теплового балансов	225
§	3. Аэродинамика змеевика и газовой камеры	228
§	4. Теплообмен в змеевиковом теплообменнике	232
§	5. Поверхность нагрева, объем газовой камеры и длина змеевика	233
Глава 14. Тепловой расчет аппаратов с фильтрующей насадкой (испарители влаги шлама и фильтры-подогреватели шлама)		235
§	1. Назначение и метод расчета	235
§	2. Особенности и основные параметры процесса	236
§	3. Материальный и тепловой балансы	240
§	4. Газодинамическое сопротивление аппаратов с фильтрующей насадкой	241
§	5. Теплообмен в слое, орошаемом шламом фильтрующей насадкой	245
§	6. Определение габаритов концентраторов шлама и фильтров-подогревателей	249
Глава 15. Тепловой расчет клинкерных холодильников		252
§	1. Назначение и метод расчета	252
§	2. Расчет однобаранных и многобаранных холодильников	255
§	3. Расчет холодильников с движущейся решеткой	256
§	4. Аэродинамическое сопротивление и теплообмен в кольцевом слое клинкера	261
Глава 16. Основы приближенного расчета аппаратов с кипящим слоем		264
§	1. Общие данные	264
§	2. Некоторые особенности крупнозернистого кипящего слоя клинкера	269

Часть III

Примеры расчетов

<i>Пример 1.</i> Тепловой расчет вращающейся печи для мокрого способа обжига клинкера (без запечных утилизаторов тепла)	272
<i>Пример 2.</i> Тепловой расчет конвейерного кальцинатора	303
<i>Пример 3.</i> Тепловой расчет многоступенчатой установки циклонных теплообменников	312
<i>Пример 4.</i> Тепловой расчет концентратора шлама	324
<i>Приложения</i>	331
<i>Литература</i>	340
<i>Важнейшие обозначения</i>	343

Харлампий Сергеевич Воробьев
Дмитрий Яковлевич Мазуров

**Теплотехнические расчеты
цементных печей и аппаратов**

Редактор *Н. И. Хрусталева*

Художественный редактор *Н. К. Гуторов*

Технический редактор *Л. Л. Ежова*

Корректор *В. А. Орлова*

Сдано в набор 18/VII-62 г. Подписано в печать 23/XI-1962 г.
Бумага 60 × 90^{1/16}. 22 печ. л. 20,43 уч.-изд. л.
Зак. Д-281. Тираж 5000. Т-10586 Изд. № ОТ/334 Цена 71 к.

Государственное издательство «Высшая школа»
Москва, К-62, Подсосенский пер., 20.

Казань, тип. «Татполиграф», ул. Миславского, 9.

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
10	Табл. 1а, 4 колонка справа	$кг\ м^3 \cdot час$	$кг/м^3 \cdot час$
29	12 снизу	$p_2 \approx 1,35 \cdot q_s \cdot M_T^{2,3} \frac{T^{0,73}}{T_2^{0,41}}\ ата$	$p_2 \approx 1,35 \cdot q_s \cdot M_T^{2,3} \frac{T^{0,73}}{T_2^{0,4}}\ ата$
45	4 сверху	$G = 0,35 \cdot D \cdot \gamma$	$G = 0,35 \cdot D^4 \cdot \gamma$
160	1 строка снизу	$G \cdot G_c$	$G \cdot G_{cв}$
165	16 снизу	$Q_{\phi. м.} = 4,96 \cdot \epsilon_{\phi} \cdot \epsilon_n$	$Q_{\phi. м.} = 4,96 \cdot \epsilon_{\phi} \cdot \epsilon_n$
195	Формула 100	$G_{o. z.}^T \cdot x^T + G_{CO_2}^T$	$G_{o. z.}^T \cdot x^T + G_{CO_2}^T$
213	Табл. 38 Левая колонка пункт 2	$Q_c = [G_w^{\phi} + (G_{cв} - G_w^{\phi})] G_c \cdot t_c$	$Q_c = [G_w^{\phi} + (G_{cв} - c_w^{\phi}) c_2] t_c$
217	Формула 139	$D_u = \sqrt{\dots}$	$D_u = \sqrt[4]{\dots}$
239	Левая колонка пункт 1	$\dots + c_w^{\phi} (1 - \eta_w) c_{a. н.} \dots$	$\dots + G_w^{\phi} \cdot (1 - \eta_w) \cdot c_{a. н.} \dots$
246	3 снизу	$d_0 = 4\varphi f_{нас}$	$d_0 = 4\varphi/f_{нас}$