

А.А. Липин, А.Г. Липин

Расчет трубчатых печей

Учебное пособие



Иваново

2019

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Ивановский государственный химико-технологический университет

А.А. Липин, А.Г. Липин

РАСЧЕТ ТРУБЧАТЫХ ПЕЧЕЙ

Учебное пособие

Иваново 2019

Липин, А.А.

Расчет трубчатых печей: учеб. пособие / А.А. Липин, А.Г. Липин; Иван. гос. хим.-технол. ун-т. – Иваново, 2019. – 80 с.

В учебном пособии рассмотрены классификация и конструкции современных трубчатых печей, методика и примеры их технологического расчета, приведены варианты индивидуальных заданий для выполнения расчетных работ.

Предназначено студентам направления подготовки «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии», профиль подготовки «Основные процессы химических производств и химическая кибернетика»; направления подготовки «Химическая технология», профиль подготовки «Технология органического и нефтехимического синтеза».

Табл. 18. Ил. 21. Библиогр.: 13 назв.

Рецензенты:

кафедра «Энергетика теплотехнологий и газоснабжения»
(ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет»);

доктор технических наук В.Н. Блиничев
(ФГБОУ ВО «Ивановский государственный химико-технологический университет»)

© Липин А.А., Липин А.Г., 2019

© ФГБОУ ВО «Ивановский государственный химико-технологический университет», 2019

Оглавление

Введение	4
1. Классификация и конструкции трубчатых печей	6
1.1. Классификация трубчатых печей.....	6
1.2. Типы трубчатых печей	8
1.3. Элементы конструкции трубчатых печей	22
2. Технологический расчет трубчатых печей	29
2.1. Расчет процесса горения топлива	30
2.2. Определение тепловой нагрузки и КПД печи,	33
часового расхода топлива	33
2.3. Выбор типоразмера трубчатой печи	34
2.4. Расчёт радиантной камеры.....	35
2.5. Расчет диаметра печных труб.....	37
2.6. Расчет конвекционной камеры	37
2.7. Гидравлический расчет змеевика трубчатой печи	40
2.8. Газовое сопротивление и тяга	44
3. Пример расчета трубчатой печи	49
4. Варианты заданий для расчетных работ	62
Список условных обозначений	64
Список литературы.....	66
Приложение	67

Введение

Трубчатая печь – это аппарат, предназначенный для передачи нагреваемому продукту тепла, выделяющегося при сжигании топлива непосредственно в этом же аппарате.

Трубчатые печи широко распространены в нефтегазоперерабатывающей и нефтехимической отраслях промышленности благодаря высокой тепловой эффективности, компактности, высоким значениям тепловой мощности и коэффициента полезного действия, хорошей ремонтпригодности. Они являются составной частью многих установок и применяются в различных технологических процессах, таких как перегонка нефти, мазута, пиролиз, каталитический крекинг, риформинг, гидроочистка, очистка масел и др.

Трубчатые печи предназначены для огневого нагрева, испарения и перегрева жидких и газообразных сред, а также для проведения высокотемпературных термотехнологических и химических процессов. Они используются при необходимости нагрева среды до температур более высоких, чем при нагреве водяным паром. Несмотря на сравнительно большие первоначальные затраты, стоимость тепла, отданного среде при правильно спроектированной печи, дешевле, чем при всех других способах нагрева до высоких температур.

Трубчатая печь представляет собой теплообменный аппарат, в котором происходит сжигание топлива и за счет этого передача теплоты нагреваемому продукту, находящемуся в трубах. В дополнение к основной части теплоты, которая передается излучением, существенная часть передается конвекцией вследствие высокой скорости движения дымовых газов.

Большинство применяемых трубчатых печей радиантно-конвекционные. Устройство и принцип их работы рассмотрим на примере однокамерной односкатной трубчатой печи (рис. 1). Они имеют две камеры: радиантную 1 и конвекционную 2. В этих камерах размещены трубные змеевики 4, через поверхности которых осуществляется теплопередача. В стенах или поду радиационной камеры расположены горелочные устройства 6. В них происходит сжигание жидкого и/или газообразного топлива. В радиационной камере печи сырье получает теплоту путем теплового излучения, а в конвекционной камере путем конвекции при омывании поверхностей труб дымовыми газами. Нагреваемый поток сырья сначала проходит по трубам змеевиков конвекционной камеры, затем по трубам радиантной камеры (рис. 2). Дымовые газы движутся противотоком и отводятся из конвекционной камеры через дымоход 3. Стены печи имеют футеровку – облицовку огнеупорными, химически стойкими, а также теплоизоляционными материалами.

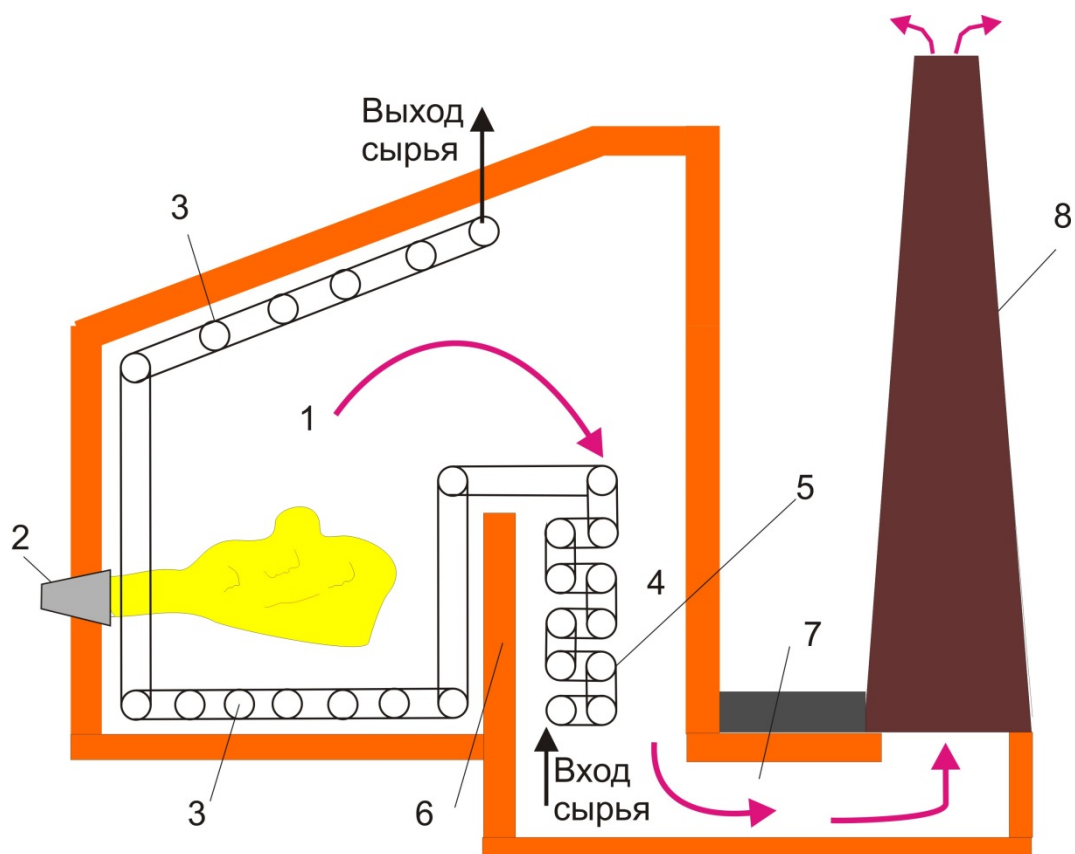


Рис. 1. Принципиальная схема печной установки: 1 – камера радиации; 2 – горелки; 3 – радиантные трубы; 4 – камера конвекции; 5 – конвекционные трубы; 6 – перевальная стена; 7 – газоход; 8 – дымовая труба

Трубчатые печи различаются по технологическим, теплотехническим, конструктивным и другим признакам. Выбор типа печи, материальное оформление, определение системы сжигания топлива, оснащение приборами контроля и автоматического управления, а также другие вопросы прорабатываются еще на стадии проектирования печей с учетом свойств углеводородных сред и рабочих условий эксплуатации. Для решения этих вопросов необходимо владеть методиками технологического расчета трубчатых печей.

Данное учебное пособие поможет студентам изучить признаки классификации трубчатых печей, основные типы трубчатых печей и их конструктивные особенности, овладеть методикой технологического расчета печного агрегата. Учебное пособие дополнено обширными справочными материалами, необходимыми для проектирования трубчатых печей.

1. Классификация и конструкции трубчатых печей

1.1. Классификация трубчатых печей

Трубчатые печи различаются по технологическим, теплотехническим, конструктивным и другим признакам.

По технологическому назначению трубчатые печи делятся на два типа: нагревательные и реакционно-нагревательные. Печи первого типа применяются для нагрева сырья до заданной температуры, они характеризуются высокой производительностью и умеренными температурами нагрева углеводородных сред (300-500 °С). Печи второго типа одновременно с нагревом и перегревом сырья используются в качестве реакторов. В определенных участках их трубного змеевика обеспечиваются условия для протекания направленной реакции. Рабочие условия этих печей отличаются высокими температурами, обеспечивающими деструкцию углеводородного сырья, и невысокой массовой скоростью.

По способу передачи тепла нагреваемому продукту печи подразделяются на конвективные, радиационные и радиационно-конвективные.

Конвективная печь состоит из двух основных частей – камеры сгорания и трубчатого пространства, которые отделены друг от друга стеной, так что трубы не подвергаются прямому воздействию пламени, и большая часть тепла передается нагреваемому веществу путем конвекции.

В радиационной печи все трубы, через которые проходит нагреваемое вещество, помещены на стенах камеры сгорания. Поэтому у радиационных печей камера сгорания значительно больше, чем у конвективных. Все трубы подвергаются прямому воздействию газообразной среды, которая имеет высокую температуру.

Радиационно-конвективная печь имеет две отделенные друг от друга секции: радиационную и конвективную. Большая часть используемого тепла передается в радиационной секции (обычно 60-80 % всего использованного тепла), остальная – в конвективной секции. Конвективная секция служит для использования физического тепла продуктов сгорания, выходящих из радиационной секции обычно с температурой 700-900 °С.

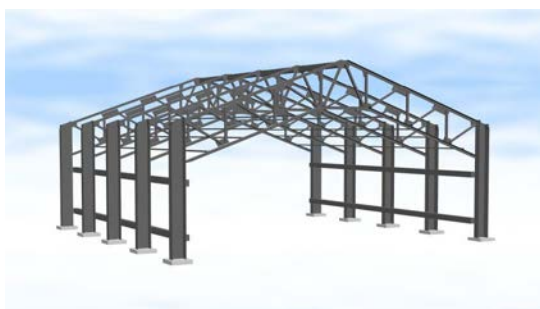
Почти все печи, эксплуатируемые в настоящее время на нефтеперерабатывающих заводах, являются радиационно-конвективными. В печах такого типа трубные змеевики размещены и в конвекционной, и в радиантной камерах.

По конструктивному оформлению можно выделить несколько признаков классификации трубчатых печей, основные из них приведены в табл. 1.1.

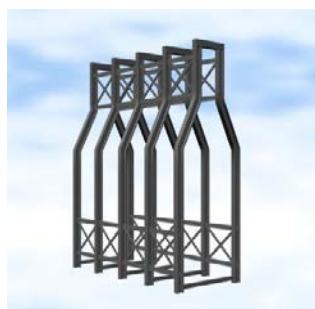
Классификация печей по конструктивному оформлению

Признак классификации	Тип печи
По форме каркаса	Коробчатые (ширококамерные, узкокамерные) Цилиндрические Кольцевые Секционные
По числу камер радиации	Однокамерные Двухкамерные Многокамерные
По расположению трубного змеевика	С горизонтальным расположением С вертикальным расположением
По расположению горелок	С боковым расположением С подовым расположением
По топливной системе	На жидком топливе (Ж) На газообразном топливе (Г) На жидком и газообразном топливе (Ж+Г)
По способу сжигания топлива	С факельным сжиганием С беспламенным сжиганием
По расположению дымовой трубы	Вне трубчатой печи Над камерой конвекции
По направлению движения дымовых газов	С восходящим потоком газов С нисходящим потоком газов С прямолинейным движением потока газов

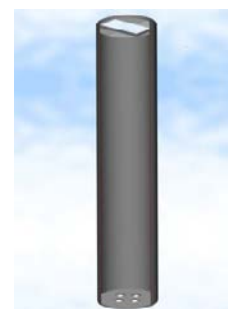
Иллюстрации классификации печей по некоторым конструктивным признакам приведены на рис. 1.1-1.3.



а

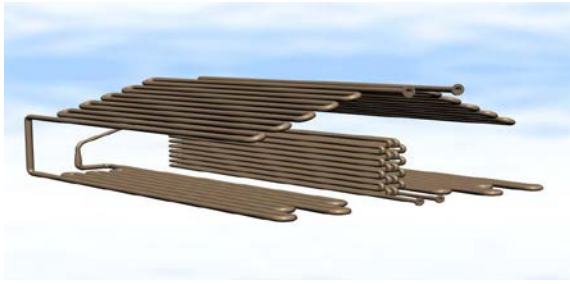


б



в

Рис. 1.1. Типы печей по форме каркаса: а – коробчатая ширококамерная печь; б – коробчатая узкокамерная печь; в – цилиндрическая печь

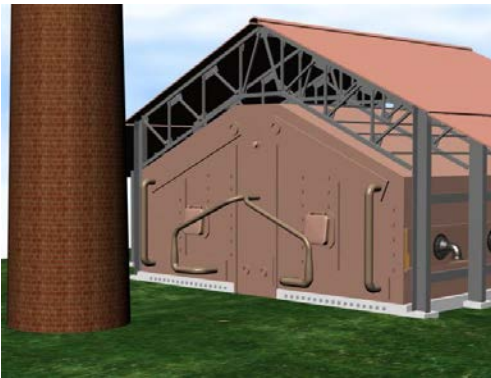


а

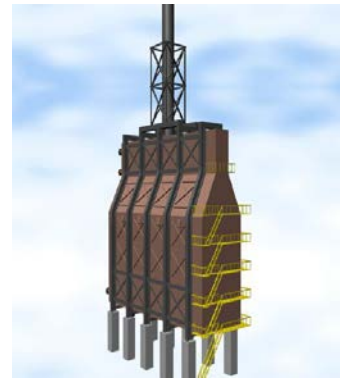


б

Рис. 1.2. Варианты расположения трубного змеевика:
а – горизонтальное расположение; б – вертикальное расположение



а



б

Рис. 1.3. Варианты расположения дымовой трубы печи:
а – вне трубчатой печи; б – над камерой конвекции

1.2. Типы трубчатых печей

В настоящее время изготавливаются трубчатые печи шести типов: Б, В, Г, З, Ц и Р. Буква Б означает, что в печи осуществляется беспламенное горение; З – печь с зональной регулировкой теплоотдачи; В – с верхним отводом дымовых газов и вертикальными трубами змеевика; Г – узкокамерные с верхним отводом дымовых газов; Ц – цилиндрические; Р – многокамерные.

В зависимости от конструкции и способа сжигания топлива печи типа Б, З, Г и Ц выпускают двух исполнений (например, ББ1 и ББ2, ЗР и ЗД, ГН и ГС, ЦС и ЦД).

В этих обозначениях вторая буква означает способ сжигания топлива:

- Б – беспламенное;
- Р – беспламенное с резервным жидким топливом;
- Д – настильное с дифференциальным подводом воздуха;
- Н – настильное и объемно-настильное;

- С – пламенное со свободным факелом.

Общее число типоразмеров печей превышает 70. Краткая характеристика и шифр трубчатых печей основных типов представлены в табл.1.2.

Таблица 1.2

Типы трубчатых печей

Тип	Под- типы	Особенности	Области применения
1	2	3	4
Б	ББ1	Коробчатая ширококамерная, однокамерная, с горизонтальным расположением труб. Расположение горелок боковое, горелки беспламенные, работающие на газообразном топливе. С нижним отводом дымовых газов, дымовая труба расположена вне печи	АВТ
	ББ2	То же, но двухкамерная	АВТ
В	ВС	Секционная узкокамерная, с вертикальными трубами камеры радиации. Расположение горелок подовое, горелки со свободным факелом, работающие на газомазутном топливе. С верхним отводом газов. Дымовые газы из камер конвекции поступают в газосборник, соединенный газоходом с отдельно стоящей трубой	Установки АТ, вторичной переработки нефти
Г	ГС	Коробчатая узкокамерная, однокамерная, с горизонтальными настенными трубными экранами. Расположение горелок подовое, горелки работают на комбинированном топливе. Способ сжигания топлива вертикально-факельное. С верхним отводом дымовых газов, через дымовую трубу, расположенную над камерой конвекции	Установки УЗК, крекинг-процессы
	ГН	Коробчатая узкокамерная, однокамерная, с горизонтальными настенными или центральными трубными экранами. Расположение горелок боковое, горелки пламенные. Способ сжигания топлива: объемно-настильное для комбинированного топлива или настильное для газового топлива. С верхним отводом газов через дымовую трубу, расположенную над камерой конвекции	Установки АТ, ВТ
	ГН2	То же, но двухкамерная	УЗК, крекинг-процессы

1	2	3	4
3	ЗР2	Коробчатая узкокамерная с двумя камерами радиации, с горизонтальными трубами. Расположение основных горелок боковое, резервных – подовое. Основные горелки беспламенные, работающие на газообразном топливе. Резервные горелки пламенные, работающие на мазутном топливе. При их использовании факелы мазутных горелок настилаются на поверхность блоков панельных горелок, образуя излучающую поверхность. С верхним отводом дымовых газов через дымовую трубу, расположенную над камерой конвекции	АВТ
	ЗД2	Коробчатая узкокамерная с двумя камерами радиации, с горизонтальными трубами. Расположение горелок подовое. Горелки пламенные, работают на газомазутном топливе. Нет излучающих стенок из панельных горелок, а факелы газомазутных горелок настилаются на поверхность фронтальных стен печи, по высоте которых на двух уровнях имеются каналы для подвода вторичного воздуха к факелам. С верхним отводом дымовых газов через дымовую трубу, расположенную над камерой конвекции	АВТ
Ц	ЦС1	Цилиндрическая однокамерная, с вертикальными трубами. Расположение горелок подовое. Горелки газомазутные, сжигание топлива пламенное со свободным факелом. С верхним отводом дымовых газов через дымовую трубу	АВТ
	ЦД4	Цилиндрическая четырехкамерная, с вертикальными трубами. Расположение горелок подовое. Горелки газомазутные. Сжигание топлива настильное. По оси камеры радиации имеется рассекающий-распределитель в виде пирамиды с вогнутыми гранями. Грани представляют собой настильные стены для факелов горелок. С верхним отводом дымовых газов через дымовую трубу	АВТ
Р	РС	С несколькими камерами радиации и общей камерой конвекции, с вертикально расположенными трубами и горизонтальным факелом. Радиантный змеевик каждой камеры представляет собой два боковых экрана из вертикальных труб, которыми разделены соседние камеры	Установки каталитического риформинга, гидроочистки

1.2.1. Печи типа Г

Печи этого типа коробчатые узкокамерные, с горизонтальными настенными или центральными трубными экранами (рис. 1.4).

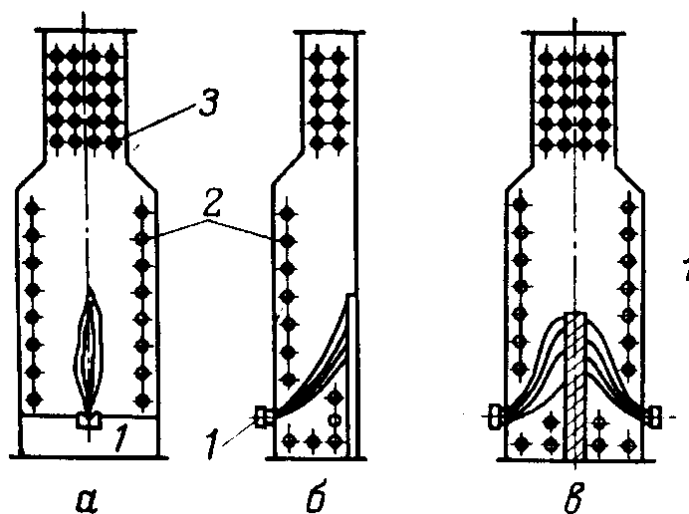


Рис. 1.4. Трубчатые печи типа Г: а – с вертикальным свободным факелом и подовыми горелками ГС; б – однокамерная с настильным пламенем ГН1; в – двухкамерная с настильным факелом ГН2; 1 – горелки; 2 – трубы радиантной камеры; 3 – трубы конвекционной камеры

В печах типа ГС змеевик камеры радиации представляет собой горизонтальные трубы, выполненные в виде двух настенных экранов одностороннего облучения. В камере конвекции имеется пучок горизонтальных труб. В поду печи расположены газомазутные горелки. Характеристики печей этого типа приведены в табл. 1.3.

Особенностью конструкции печей типа ГН является наличие настильной стены, которая делит камеру радиации на две камеры с независимыми тепловыми режимами. Горелки размещены на боковых стенах печей под углом 45° к настильной стене. Эти печи работают следующим образом: факел, образовавшийся при сжигании топлива под углом с двух сторон, настиляется на стенку, расположенную в центре печи. Тепло от раскаленной стены и факела передается радиантным трубам. Камера конвекции находится над камерой радиации. Характеристики печей типа ГН приведены в табл. 1.4.

Конструкции трубчатых печей типов ГС и ГН представлены в приложении (см. рис. П6-П7).

Таблица 1.3

Технические характеристики трубчатых печей типа ГС

Показатель	Шифр печи						
	ГС ²⁶⁰ _{6,5}	ГС ³⁸⁰ _{9,5}	ГС ⁴⁹⁵ _{12,5}	ГС ⁶¹⁵ _{15,5}	ГС ⁷³⁰ ₁₈	ГС ⁸⁴⁵ ₂₁	ГС ⁹⁵⁹ ₂₄
Радиантные трубы:							
Поверхность нагрева, м ²	260	380	495	615	730	845	959
Рабочая длина, м	6,5	9,5	12,5	15,5	18	21	24
Количество секций	3	4	5	6	7	8	9
Теплопроизводительность, МВт (при среднедопускаемом теплонапряжении радиантных труб 29 кВт/м ²)	14,1	20,6	26,8	33,3	39,5	45,7	51,9
Габаритные размеры, м:							
Длина	12,76	15,68	18,6	21,52	24,44	27,36	29,38
Ширина	6	6	6	6	6	6	6
Высота	22	22	22	22	22	22	22
Масса, т:							
Металла (без змеевика)	50	65	81,3	97,6	113,8	130	146,4
Футеровки	84,5	112,6	140,8	169	197	230	253,5

Таблица 1.4

Технические характеристики трубчатых печей типа ГН

Показатель	Шифр печи							
	ГН ¹¹⁵ _{6,5}	ГН ²⁸⁵ _{9,5}	ГН ³⁷⁵ _{12,5}	ГН ⁴⁶⁵ _{15,5}	ГН ⁵⁴⁰ ₁₈	ГН ⁶³⁰ ₂₁	ГН ⁷²⁰ ₂₄	ГН ⁹⁰⁰ ₂₂
Радиантные трубы:								
поверхность нагрева, м ²	195	285	375	465	540	630	720	903
рабочая длина, м	6,5	9,5	12,5	15,5	18	21	24	22,5
Количество секций	3	4	5	6	7	8	9	7
Теплопроизводительность, МВт (среднедопускаемое теплонапряжение радиантных труб 40,6 кВт/м ²)	10,6	15,4	20,3	25,2	29,2	34,1	39	34,8
Габаритные размеры, м:								
длина	12,76	15,68	18,6	21,52	24,44	27,36	29,38	32,5
ширина	6	6	6	6	6	6	6	17,7
высота	22	22	22	22	22	22	22	22
Масса, т :								
Металла (без змеевика)	50	65	81,3	97,6	113,8	130	146,4	
Футеровки	108	157	207	257	297	347	397	555

1.2.2. Печи типа З

Печи типа З узкокамерные радиантно-конвекционные с двумя камерами радиации, с зональной регулировкой величины теплоотдачи и с верхним отводом дымовых газов (рис. 1.5). Они работают на жидком и газообразном топливе. Конструкции трубчатых печей типа З представлены в приложении (см. рис. П9).

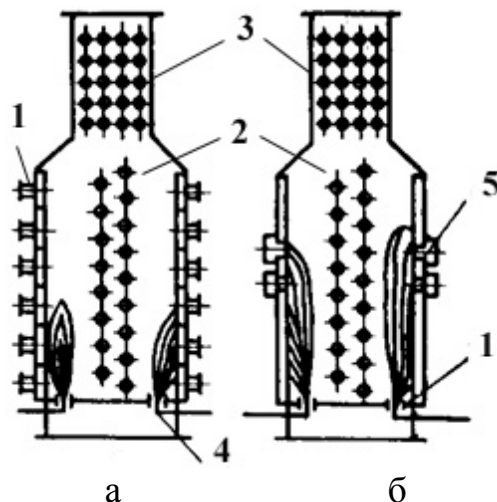


Рис. 1.5. Печи типа З: а – беспламенного горения с резервным жидким топливом ЗР; б – с дифференцированным подводом воздуха по высоте факела ЗД; 1 – горелки; 2 – трубы радиантной камеры; 3 – трубы конвекционной камеры; 4 – горелки резервного жидкого топлива; 5 – штуцер для подачи воздуха

Печь ЗР – печь беспламенного горения с излучающими стенами из панельных горелок. Горелки расположены во фронтальных стенах камеры радиации по пять рядов в каждой стене, образуя два противостоящих излучающих блока (рис. 1.5, а). У каждого ряда горелок есть свой газовый коллектор для независимой регулировки теплопроизводительности каждого ряда, а следовательно, и теплоотдачи соответствующему участку радиантного экрана.

Особенность конструкции печей ЗР в том, что наряду с панельными газовыми горелками имеются резервные газомазутные горелки, расположенные в поду камеры радиации вдоль излучающих стен. Резервные горелки включаются при снижении давления газа перед панельными горелками (из-за сезонных колебаний подачи газа, отключения на ремонт основных газовырабатывающих установок и т. д.), а также при наличии в газе конденсата, когда работа панельных газовых горелок не допускается. При использовании жидкого резервного топлива факелы мазутных горелок настилаются на поверхность блоков панельных горелок, причем факелы соседних горелок смыкаются, образуя непрерывное зеркало излучения. Первичный воздух к горелкам подается через регистры с шиберами, а вторичный – по высоте настила факела через

смесители отключенных панельных горелок. При работе печи с резервными горелками обеспечивается полная теплопроизводительность печи с некоторым снижением КПД (на 3-4%) по сравнению с работой ее на панельных горелках. Характеристики печей типа ЗР приведены в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Технические характеристики трубчатых печей типа ЗР

Показатель	Шифр печи							
	ЗР2 ⁸⁵ ₃	ЗР2 ¹⁵⁰ ₆	ЗР2 ²¹⁵ ₉	ЗР2 ²⁸⁰ ₁₂	ЗР2 ³⁴⁵ ₁₅	ЗР2 ⁴¹⁰ ₁₈	ЗР2 ⁴⁷⁵ ₂₁	ЗР2 ⁵⁴⁰ ₂₄
Радиантные трубы:								
Поверхность нагрева, м ²	85	150	215	280	345	410	475	540
Рабочая длина, м	3	6	9	12	15	18	21	24
Теплопроизводительность, МВт (при среднедопускаемом теплонапряжении радиантных труб 58,2 кВт/м ²)	6,98	12,80	18,04	23,28	29,10	33,75	39,57	44,81
Габаритные размеры (с площадками для обслуживания), м:								
Длина	9,6	12,6	15,6	18,7	21,7	24,8	27,8	30,9
Ширина	6,55	6,55	6,55	6,55	6,55	6,55	6,55	6,55
Высота	14,37	14,37	14,37	14,37	14,37	14,37	14,37	14,37
Масса, т:								
Металла печи (без змеевика)	30	43	56	69	82	95	108	121
Футеровки	40	52	64	76	88	10	112	124

Конструкция печей ЗД аналогична. Факелы газомазутных горелок настилаются на поверхность фронтальных стен печи, по высоте которых на двух уровнях имеются каналы прямоугольного сечения для подвода воздуха к факелам. Встроенный воздухоподогреватель размещен над конвективным змеевиком. Средняя температура подогрева воздуха 190-220° С. Воздух под давлением частично подается к регистрам горелок (первичный воздух), а частично (вторичный воздух) вводится в печь через каналы, расположенные двумя горизонтальными рядами по высоте настильных стен. Изменением отношения между количеством первичного и вторичного воздуха, а также уровня ввода вторичного воздуха можно изменять интенсивность выгорания топлива в настильном факеле и тем самым регулировать теплонапряжение

радиантной поверхности, обеспечить заданную кривую нагрева продукта в печи, значительно уменьшить степень коксообразования на внутренней поверхности труб. Характеристики печей типа ЗД приведены в табл. 1.6.

Таблица 1.6

Технические характеристики трубчатых печей типа ЗД

Показатель	Шифр печи							
	ЗД2 ₃ ⁸⁵	ЗД2 ₆ ¹⁵⁰	ЗД2 ₉ ²¹⁵	ЗД2 ₁₂ ²⁸⁰	ЗД2 ₁₃ ³⁴⁵	ЗД2 ₁₈ ⁴¹⁰	ЗД2 ₂₁ ⁴⁷⁵	ЗД2 ₂₄ ⁵⁴⁰
Радиантные трубы:								
Поверхность нагрева, м ²	85	150	215	280	345	410	275	540
Рабочая длина, м	3	6	9	12	15	18	21	24
Теплопроизводительность, МВт (при среднедопускаемом теплонапряжении радиантных труб 40 кВт/м ²)	4,85	9,5	12,5	16	20	23	27	31
Габаритные размеры (с площадками для обслуживания), м:								
длина	9,6	12,6	15,6	18,7	21,7	24,8	27,8	30,9
ширина	6,55	6,55	6,55	6,55	6,55	6,55	6,55	6,55
высота	14,37	14,37	14,37	14,37	14,37	14,37	14,37	14,37
Масса, т:								
металла печи (без змеевика)	30	43	56	69	82	95	108	121
футеровки	40	52	61	76	88	100	112	124

1.2.3. Печи типа Б

Это ширококамерные печи с беспламенным сжиганием газового топлива и излучающими стенками, собранными из нескольких рядов беспламенных горелок; расположение труб горизонтальное с одной (ББ-1) или двумя (ББ-2) камерами (рис. 1.6). Регулировка количества топлива, сжигаемого в горелках каждого ряда, независимая, что позволяет в некоторых пределах регулировать теплоотдачу радиантным трубам по длине змеевика.

Печи работают на газообразном топливе. Газ под давлением поступает в два горизонтальных коллектора, откуда по патрубкам подводится к горелкам. Истекающий из сопла газ подсасывает атмосферный воздух и смешивается с ним в смесителе, образуя газоздушную смесь. Далее через короб горелки смесь

поступает в туннели керамической насадки, где сгорает, передавая тепло керамике. Теплоотдача трубному экрану осуществляется в основном от раскаленных керамических стен, образуемых горелками, у которых излучательная способность приблизительно вдвое больше, чем у газового факела. Из камеры радиации дымовые газы проходят в камеру конвекции, омывают трубы змеевика и через газоход отводятся в трубу. Газоход может быть наземным и подземным. Характеристики печей типа Б приведены в табл. 1.7. Конструкции печей этого типа приведены в приложении (см. рис. П10).

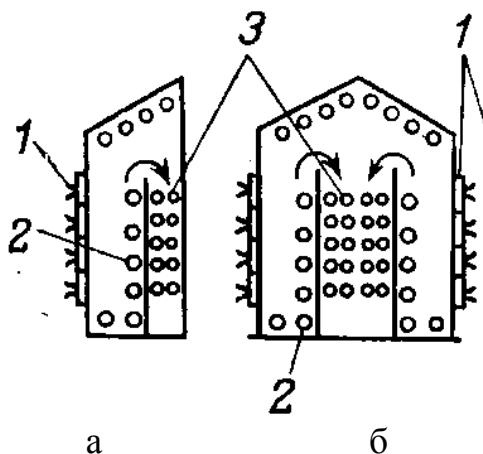


Рис. 1.6. Трубчатые печи типа Б: а – однокамерная беспламенного горения ББ1; б – двухкамерная беспламенного горения ББ2; 1 – горелки; 2 – трубы радиантной камеры; 3 – трубы конвекционной камеры

Таблица 1.7

Технические характеристики трубчатых печей типа Б

Показатель	Шифр печи			
	ББ1 ₃ ²⁶	ББ1 ₆ ⁵²	ББ1 ₉ ⁹⁰	ББ1 ₁₂ ¹²⁴
Радиантные трубы:				
Поверхность нагрева, м ²	26	52	90	124
Рабочая длина, м	3	6	9	12
Теплопроизводительность, МВт (при среднедопускаемом теплонапряжении радиантных труб 52 кВт/м ²)	1,46	4,66	6,98	8,61
Габаритные размеры (с площадками для обслуживания), м:				
длина	5,8	8,8	12	15
ширина	5,3	5,3	5	5
высота	6	6	8	8
Масса, т:				
металла печи (без змеевика)	8	14	4,8	5,6
футеровки	26	56	195	256

Показатель	Шифр			
	ББ2 ₉ ²¹⁵	ББ2 ₁₂ ³¹⁶	ББ2 ₁₆ ³⁷⁴	ББ2 ₁₈ ⁴⁵⁴
Радиантные трубы: Поверхность нагрева, м ² Рабочая длина, м	215 9	316 12	374 16	454 18
Теплопроизводительность, МВт (при среднедопускаемом теплонпряжении радиантных труб 58 кВт/м ²)	17,46	21,04	30,26	37,73
Габаритные размеры (с площадками для обслуживания), м:				
длина	13	16	19	22
ширина	84	8,4	8,4	8,4
высота	8,8	8,8	8,8	8,8
Масса, т:				
металла печи (без змеевика)	9,6	11	12	14
футеровки	290	380	460	540

1.2.4. Печи типа Ц

Печи типа Ц – цилиндрические печи с верхней камерой конвекции, вертикальными трубами радиантной камеры и горизонтальными трубами камеры конвекции (рис. 1.7).

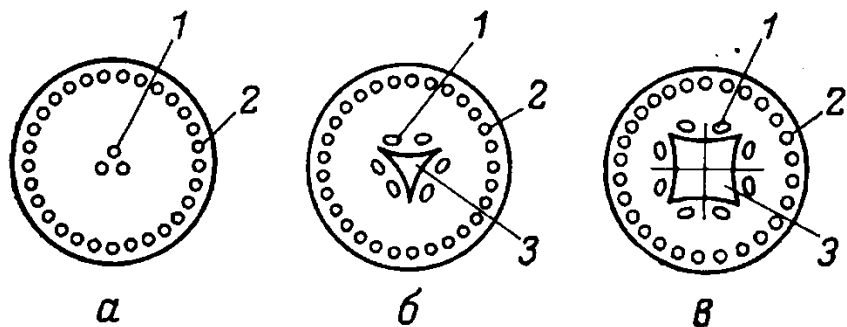


Рис. 1.7. Трубчатые печи типа Ц (план): а – с вертикальным свободным факелом однокамерная ЦС1; б, в – с вертикальным настильным факелом и дифференцированным подводом воздуха ЦДЗ, ЦД4; 1 – горелки; 2 – трубы радиантной камеры; 3 – трубы конвекционной камеры

В печах типа ЦС цилиндрическая камера радиации установлена на столбчатом фундаменте для удобства обслуживания газовых горелок, размещенных в поду печи. Радиантный змеевик собран из вертикальных труб на

приваренных калачах; в центре пода печи установлена газомазутная горелка. Змеевики упираются на под печи, вход и выход продукта осуществляется сверху. Характеристика трубчатых печей типа ЦС приведена в табл. 1.8.

Таблица 1.8

Технические характеристики трубчатых печей типа ЦС

Показатель	ЦС ₃ ¹⁶	ЦС ₃ ¹⁶	ЦС ₆ ⁶⁸	ЦС ₇ ⁸⁰
Радиантные трубы:				
Поверхность нагрева, м ²	16	31	68	80
Рабочая длина, м	3	4	6	7
Теплопроизводительность, МВт (при среднедопускаемом теплонапряжении радиантных труб 35 кВт/м ²)	0,74	1,41	3,15	3,71
Внутренний диаметр корпуса, м	1,8	2,1	2,8	2,8
Габаритные размеры (с площадками для обслуживания), м:				
Длина L	4	4,4	5	5
Ширина В	4	4,4	5	5
Высота Н	30,4	21,9	28	26
Масса, т				
Металла печи (без змеевика)	7	7,3	10,8	11,5
Футеровки	21,4	20,7	19,4	23,16

Продолжение табл. 1.8

Показатель	ЦС ₇ ¹⁰⁶	ЦС ₈ ¹²⁵	ЦС ₁₀ ¹⁵⁶	ЦС ₉ ²¹³	ЦС ₁₂ ²⁸⁰	ЦС ₁₅ ³⁴⁵
Радиантные трубы:						
Поверхность нагрева, м ²	106	125	156	213	280	345
Рабочая длина, м	7	8	10	9	12	15
Теплопроизводительность, МВт (при среднедопускаемом теплонапряжении радиантных труб 35 кВт/м ²)	4,92	5,8	7,24	9,9	12,99	16
Внутренний диаметр корпуса, м	3,6	3,6	3,6	5	5	5,5
Габаритные размеры (с площадками для обслуживания), м:						
Длина L	7,16	7,16	7,16	9,142	9,142	9,76
Ширина В	5,8	5,8	5,8	7,5	7,5	8,1
Высота Н	27,2	28,2	30,3	36,72	39,72	43,1
Масса, т						
Металла печи (без змеевика)	16,2	20,7	23,2	44	48	55,2
Футеровки	46,7	50,67	61,4	88,2	106,2	128,3

Печи типа ЦД радиантно-конвективные. В них по сравнению с печами ЦС по оси камеры радиации имеется рассекатель-распределитель в виде пирамиды с вогнутыми гранями. Грани представляют собой настильные стены для факелов горелок, установленных в поду печи. Рассекатель-распределитель разбивает камеру радиации на несколько независимых зон теплообмена с целью возможности регулировки теплонапряжения по длине радиантного змеевика. Поэтому его грани сделаны такими, чтобы исключить взаимное влияние факелов, настилающихся на соседние грани. Характеристика трубчатых печей типа ЦД приведена в табл. 1.9.

Таблица 1.9

Технические характеристики трубчатых печей типа ЦД

Показатель	ЦД4 ₉ ²⁷⁵	ЦД4 ₁₂ ³⁶⁷	ЦД4 ₁₂ ⁵⁰⁴	ЦД4 ₁₅ ⁶³⁰
Радиантные трубы:				
поверхность нагрева, м ²	275	367	504	630
рабочая длина, м	9	12	12	15
Теплопроизводительность, МВт (при среднедопускаемом теплонапряжении радиантных труб 40,6 кВт/м ²)	14,9	19,9	27,3	34,1
Внутренний диаметр корпуса D, м	5	5	6,4	6,4
Габаритные размеры (с площадками для обслуживания), м:				
длина L	7,3	7,3	9,4	9,4
ширина B	7,3	7,3	9,4	9,4
высота H	17	21	21,6	27
Масса, т:				
металла печи (без змеевика)	64,7	66,5	88,7	92,3
футеровки	102	120	169,5	180

Конструкции трубчатых печей типов ЦС и ЦД приведены в приложении (см. рис. ПЗ-П4).

1.2.5. Печи типа В

Печи типа В – узкокамерные секционные с верхним отводом дымовых газов и вертикальными трубами змеевика (рис. 1.8).

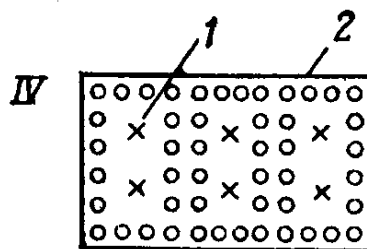


Рис. 1.8. Трубчатая печь типа BC3 (план): 1 – горелки; 2 – трубы

В основу конструкции секционных печей положена отдельная секция теплопроизводительностью $(8,5 \div 15) \cdot 10^6$ ккал/ч. Теплопроизводительность печей повышают увеличением количества одинаковых секций.

В каждой секции печи имеются камеры радиации и конвекции. Камера радиации – металлическая, футерованная изнутри, коробчатой формы, приподнята над землей на стойках каркаса. Вертикальные трубы радиантного змеевика расположены вдоль всех четырех стен камеры. В поду камеры расположены комбинированные газомазутные горелки.

Над камерой радиации расположена камера конвекции прямоугольного сечения. В ней в несколько рядов размещены горизонтально ошипованные трубы змеевика. У многосекционных трубчатых печей камеры радиации отдельных секций объединены в общем корпусе. Камеры отделены одна от другой только двумя рядами труб радиантного змеевика. Дымовые газы из камер конвекции поступают в газосборник, соединенный газоходом с отдельно стоящей трубой. Характеристики печей типа ВС приведены в табл. 1.10. Конструкция печи типа ВС представлена в приложении (см. рис. П5).

Таблица 1.10

Технические характеристики трубчатых печей типа В

Показатель	Шифр печи			
	BC1 ³⁵⁰ _{12,6}	BC2 ⁷⁰⁰ _{12,6}	BC3 ¹⁰⁵⁰ _{12,6}	BC4 ¹⁴⁰⁰ _{12,6}
Теплопроизводительность (при среднедопускаемом теплонапряжении радиантных труб 31,31 кВт/м ²)	14,61	29,22	43,85	58,46
Рабочая длина радиантных труб, м	12,6	12,6	12,6	12,6
Поверхность нагрева радиантных труб, м ²	350	700	1050	1400
Количество секций	1	2	3	4
Габаритные размеры (с площадками для обслуживания), м:				
длина L	7,85	11,1	14,35	17,6
ширина	8,4	8,4	8,4	8,4
высота	20	20	20	20
Масса, т:				
металла печи (без змеевика)	33,6	50,8	68	85,2
футеровки	42,5	81,7	120,9	160

1.2.6. Печи типа Р

Печи типа Р радиантно-конвективные с несколькими камерами радиации и общей камерой конвекции с вертикально расположенными трубами и горизонтальным факелом (рис. 1.9). Радиантный змеевик каждой камеры

радиации представляет собой два боковых экрана из вертикальных труб, которыми разделены соседние камеры. Радиантные змеевики могут быть двух- или многопоточными. На фронтальной стене вертикально по оси каждой камеры установлены комбинированные газомазутные горелки. Камеры радиации соединены с камерой конвекции дымовым каналом – узким коридором, идущим вдоль камер радиации по всей их высоте. Камера конвекции разделена промежуточными стенами на три хода для прохождения продуктов сгорания. В ходах в коридорном порядке помещены вертикально трубы конвективного змеевика, которые могут быть гладкими, оребрѐнными или ошипованными. Характеристики печей типа Р приведены в табл. 1.11.

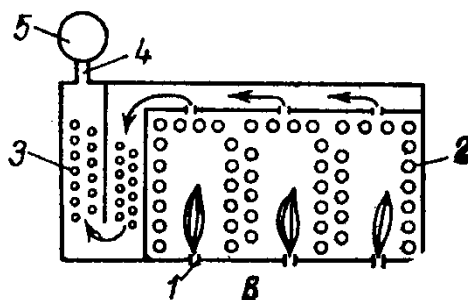


Рис. 1.9. Печь типа Р (план): 1 – горелки; 2 – трубы радиантной камеры; 3 – трубы конвекционной камеры; 4 – боров-газоход; 5 – дымовая труба

Таблица 1.11

Технические характеристики трубчатых печей типа Р

Показатель	Шифр печи					
	PC2 ⁴⁶⁸ ₁₂	PC2 ⁷⁰² ₁₂	PC2 ⁶⁴² ₁₀	PC2 ¹⁴⁶⁶ ₁₀	PC2 ¹¹⁶⁷ ₁₀	PC2 ¹¹⁷⁴ ₁₀
Теплопроизводительность (при среднедопускаемом теплонапряжении радиантных труб 35000 ккал/м ² ч)	24,4 · 10 ⁶	37,2 · 10 ⁶	20,9 · 10 ⁶	48 · 10 ⁶	45 · 10 ⁶	39,1 · 10 ⁶
Рабочая длина труб, м	12	12	10	10	10	10
Поверхность нагрева радиантных труб, м ²	468	702	642	1466	1167	1174
Габаритные размеры (с площадками для обслуживания), м						
длина	11,9	15,2	21	16,95	34,1	39,45
ширина	11,75	11,75	12	11,35	13,3	12,85
высота	13,9	13,9	11	14	10,94	11
Масса, т:						
металла (без змеевика)	99,3	127,6	75,6	141,7	189	247,8
футеровки	649	789	852,5		1398	1647,2

1.3. Элементы конструкции трубчатых печей

Конструктивно трубчатая печь состоит из следующих основных деталей и узлов: трубчатых змеевиков, огнеупорной футеровки и тепловой изоляции, фундамента и металлического каркаса, системы топливных трубопроводов и арматуры, оборудования для сжигания топлива, дымоходов и дымовой трубы, гарнитуры (трубных подвесок, опорных узлов, решеток, кронштейнов, подвесок для огнеупорных кирпичей или жаропрочных блоков, предохранительных дверок с гляделками и др.), а также вспомогательных устройств для обслуживания (площадок, лестниц, систем трубопроводов сжатого воздуха, пароснабжения и паротушения).

1.3.1. Трубчатые змеевики радиантной и конвекционной камер

Змеевики трубчатых печей формируют из прямых бесшовных труб длиной 3-24 м, изготовленных из углеродистой стали (20Г), низколегированной (15Х5М) или высоколегированной (12Х18Н10Т) стали. В змеевиках применяют трубы диаметром 0,057, 0,076, 0,089, 0,102, 0,108, 0,114, 0,152, 0,159, 0,219, 0,326, 0,377 и 0,426 м. Толщина стенки трубы зависит от давления. При условном давлении до 2,5 МПа толщина стенки 0,006-0,008 м, до 6 МПа – 0,008-0,012 м. Печные трубы соединяются в змеевик при помощи крутоизогнутых фитингов (в случае, когда не происходит коксообразование) и ретурбендов (двойников).

1.3.2. Топливо-сжигающие устройства трубчатых печей

Основными требованиями к топливо-сжигающим устройствам являются: обеспечение заданных режимов горения, экономичность распыливания (для жидкого топлива), полнота сжигания, малый уровень шума, технологичность изготовления, монтажа и ремонта. Конструкции таких устройств, используемых в промышленных печах, характеризуются чрезвычайным разнообразием. По виду сжигаемого топлива их классифицируют на жидкостные (мазутные), газовые и комбинированные (газوماзутные). В нефтеперерабатывающей промышленности большинство трубчатых печей оборудовано комбинированными газوماзутными горелками (рис.1.10). В остальных отраслях промышленности большее распространение нашли или газовые, или жидкостные топливо-сжигающие устройства.

Топливо-сжигающие устройства в трубчатых печах размещают на стенах, сводах, подах горизонтально, вертикально, наклонно и т.д. Различные варианты расположения сжигающих устройств представлены на рис. 1.11.

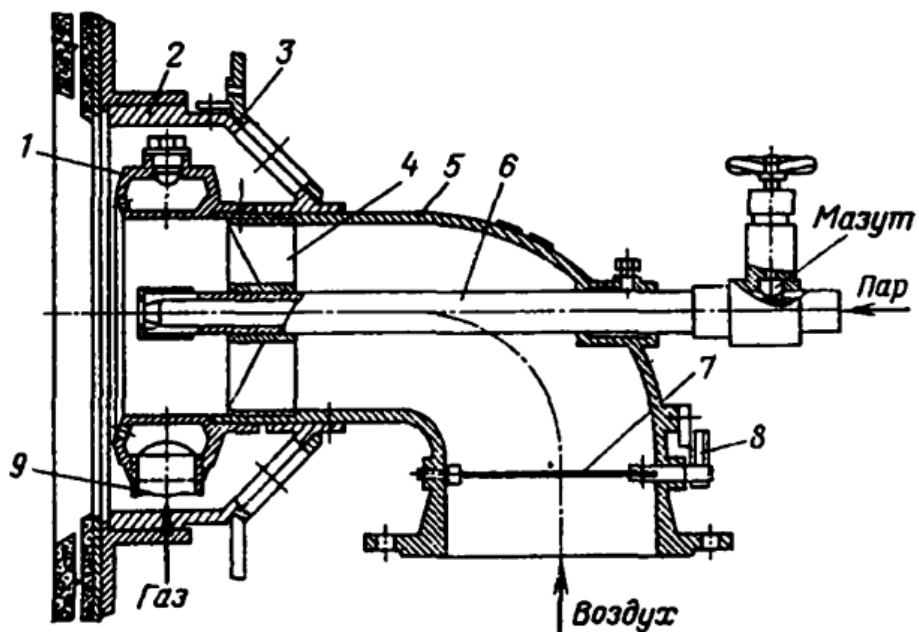


Рис. 1.10. Конструкция комбинированной горелки типа ГП:
 1 - газовый коллектор; 2 - корпус; 3 - регистр; 4 - воздушный завихритель; 5 - воздуховод; 6 - форсунка; 7 - шибер; 8 - сектор; 9 - газоподводящая труба

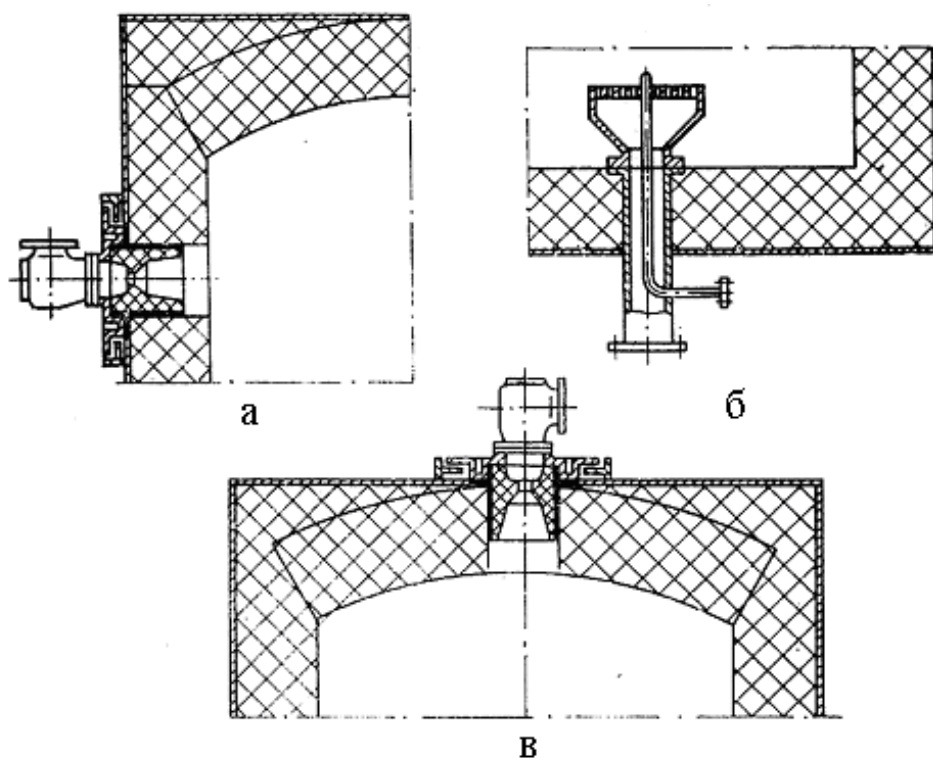


Рис. 1.11. Расположение топливно-сжигающих устройств в печах:
 а – горизонтальное; б – подовое; в – сводовое

Жидкое топливо (мазут) горит в печах только после его перехода в парообразное состояние, поскольку температура его воспламенения выше температуры кипения. Поэтому мазут подается на сжигание в печь в

распыленном состоянии. Для распыливания топлива используется перегретый водяной пар и (или) подогретый воздух. По способу подвода энергии различают форсунки с механическим распыливанием (давление создается в мазутопроводе перед форсункой) и форсунки с воздушным или паровым распыливанием.

Для сжигания газового топлива чаще всего применяются два типа горелок: инжекционного типа, в которых газ смешивается с воздухом в смесительной камере перед входом в камеру сгорания; горелки, в которых газ смешивается с воздухом в самой камере сгорания.

Высокой эффективностью и широким распространением характеризуются беспламенные панельные горелки (рис. 1.12). Такая горелка имеет распределительную камеру 1, в переднюю часть, которой вварены трубки для выхода газозадушной смеси. На трубки надеты керамические призмы 6, каждая из которых снабжена четырьмя цилиндрическими каналами (туннелями). Призмы образуют керамическую панель размерами 500×500 или 605×605 мм, которая служит аккумулятором и излучателем теплоты.

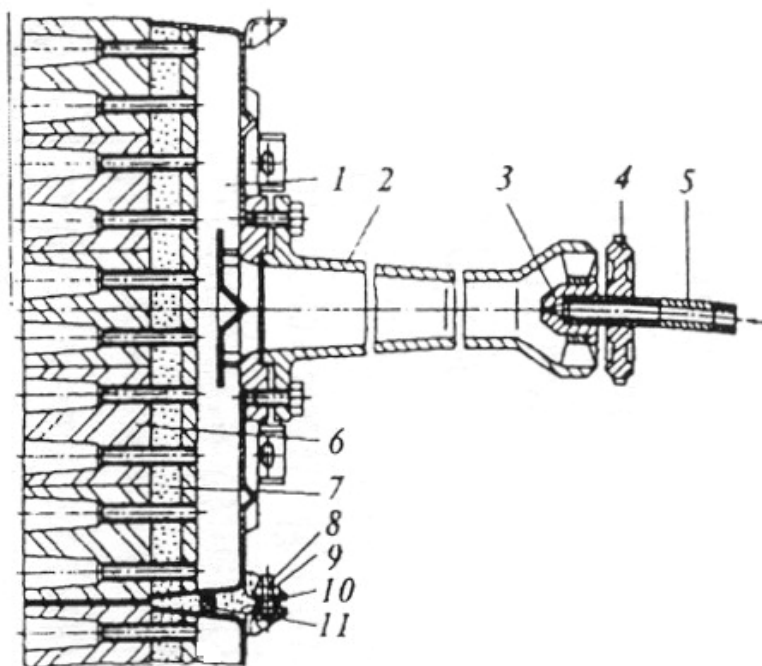


Рис. 1.12. беспламенная панельная горелка: 1 – распределительная камера (короб); 2 – инжекторный смеситель газа; 3 – сопло; 4 – регулирующая заслонка; 5 – газоподводящий патрубок; 6 – керамические призмы; 7 – теплоизоляционный слой (диатомовая крошка); 8 – болт; 9 – гайка; 10 – теплоизоляционный слой (диатомовая крошка); 11 – асбестовый шнур

Короб и излучательная панель теплоизолированы относительно друг друга слоем диатомовой крошки 7. К задней стене короба крепится инжекторный смеситель газа 2, снабженный соплом 3, заслонкой 4 и газоподводящим патрубком 5. Соседние горелки соединяются друг с другом посредством болтов

8 и гаек 9, образуя излучающую стену печи. Зазоры между соседними горелками уплотняются диатомовой крошкой 10 и асбестовым шнуром 11.

В таких горелках благодаря высокой температуре в зоне горения обеспечивается полное сгорание газа при малом коэффициенте избытка воздуха. Теплопередача происходит излучением от поверхности керамической плиты. Теплопроизводительность горелок регулируется изменением расхода газа в коллектор, к которому подключен ряд горелок, а коэффициент избытка воздуха – заслонкой 4 индивидуально для каждой горелки.

1.3.3. Гарнитура трубчатых печей

Гарнитура трубчатых печей включает гляделки, предохранительные окна, дверцы, лазы, трубные решетки, подвески для труб.

Гляделка предназначена для наблюдения за работой устройств для сжигания топлива и состоянием труб радиантной камеры. Предохранительные окна необходимы для ослабления силы хлопка, возможного при работе печи, а также для проверки радиантной камеры. Дверцы и лазы предназначены для закрытия конвективной камеры и экранов; лазы служат для осмотра конвективной камеры.

Подвески устанавливаются на своде и предотвращают провисание труб в печи. Конструкции подвесок для труб приведены на рис. 1.13.

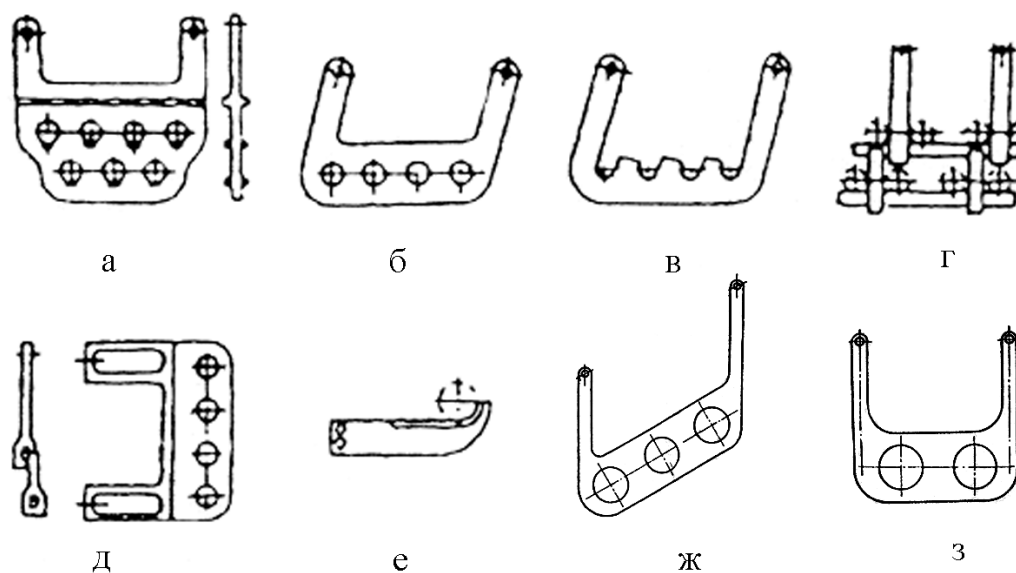


Рис. 1.13. Подвески для труб: а – закрытая подвеска для двухрядного экрана; б – закрытая подвеска для однорядного экрана; в – открытая подвеска; г – разборная подвеска для двухрядного экрана; д – закрытый кронштейн бокового экрана; е – открытый кронштейн; ж – закрытая подвеска для свободного экрана; з – закрытая подвеска для потолочного экрана

В зависимости от температуры труб подвески располагаются на расстоянии 0,8-3 м одна от другой. Эти элементы изготавливают из жаропрочных окалиностойких высоколегированных сталей (20Х23Н13) или из жаропрочного чугуна.

Трубные решетки предназначены для установки конвективных и радиантных труб и опирания их в торцах трубчатой печи. Расстояние между трубными решетками выбирается аналогично расстоянию между подвесками; материал – жаропрочная сталь и жаропрочный чугун.

На рис. 1.14 показаны трубные решетки для конвективного змеевика (рис. 1.14, а) и экрана двухстороннего обогрева (рис. 1.14, б, в, г, д).

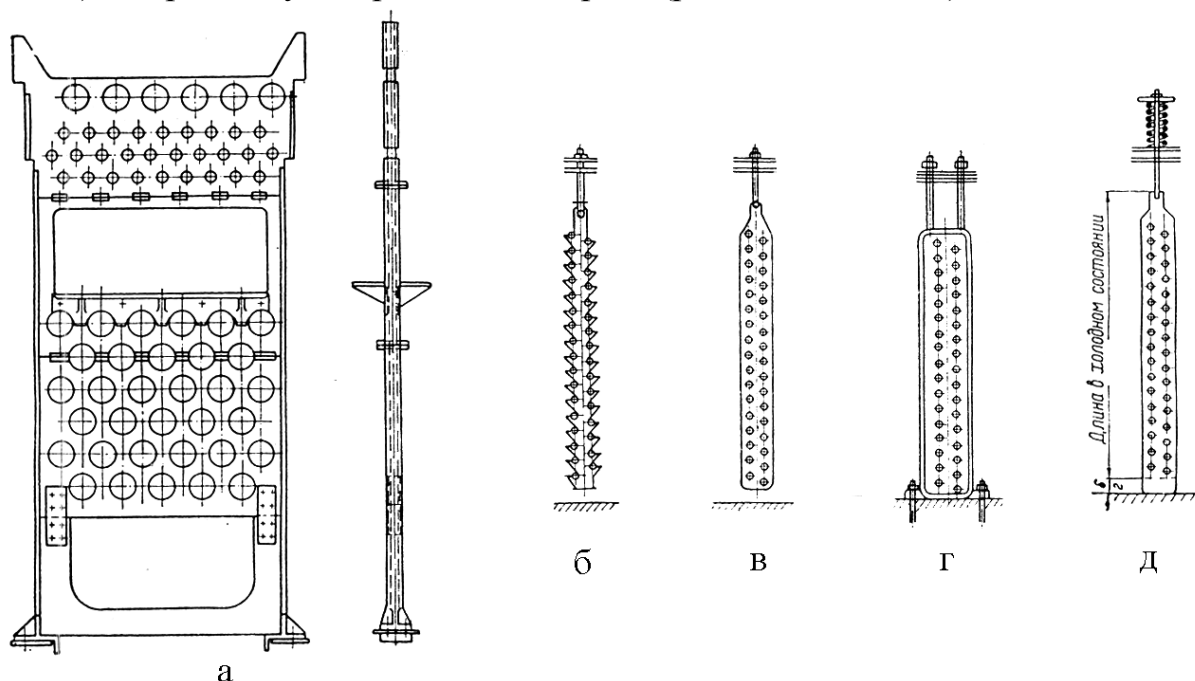


Рис. 1.14. Трубные решетки: а – решетка конвективной камеры; б, в, г, д – решетки экрана двухстороннего обогрева: б – решетка с открытыми пазами; в – средняя решетка с верхней подвеской; г – торцовая решетка с нижним закреплением; д – средняя решетка с пружинной подвеской

1.3.4. Каркасы и обмуровка трубчатых печей

Печи собираются на каркасах, представляющих собой систему взаимосвязанных вертикальных колонн, образующих жесткую пространственную конструкцию. Каркас воспринимает всю нагрузку, создаваемую змеевиками, гарнитурой, подвесными сводами, кровлей, обслуживающими площадками и прочими элементами трубчатых печей. При верхнем расположении конвективной камеры вес дымовой трубы и других узлов печи также передается на каркас. Элементы стального каркаса вынесены из зоны

действия высоких температур и защищены от теплового воздействия обмуровкой и тепловой изоляцией.

Обмуровка печи включает слои футеровки из фасонного огнеупорно-изоляционного кирпича толщиной до 250 мм и наружный слой тепловой изоляции, закрытой снаружи металлическим кожухом. Огнеупорные материалы в зависимости от температуры плавления делят на три группы: огнеупорные ($t_{пл}=1580\dots1770^{\circ}\text{C}$), высокоогнеупорные ($t_{пл}=1770\dots2000^{\circ}\text{C}$) и высшей огнеупорности ($t_{пл}>2000^{\circ}\text{C}$). Для футеровки применяют огнеупорный шамотный кирпич, для изоляции – диатомовый кирпич, различного рода засыпки, асбестовый картон, минеральную вату. Для обеспечения теплового расширения кладки предусматриваются температурные швы.

Нашли применение обмуровки из монолитного жаропрочного бетона и на основе шамотно-волокнистых матов и матов из минеральной ваты. Использование матов существенно упрощает и удешевляет монтаж изоляции. Необходимая толщина изоляции для обеспечения минимальных тепловых потерь при заданной температуре кожуха печи (60°C) не превышает 100-120 мм.

1.3.5. Газоходы и дымовые шиберы

Каналы для удаления дымовых газов из печи до дымовой трубы называются газоходами или боровами. Газоходы обычно прокладываются подземными, но иногда и надземными (если производство закислочивает почву). Минимальное сечение газоходов должно быть 465×580 мм, чтобы можно было их чистить, осматривать и ремонтировать.

Толщина земляного покрова над подземными газоходами должна быть не менее 300 мм. Для очистки и осмотра газохода имеются лазы.

Для предотвращения разрушения газоходов от взрыва при работе на газовом топливе предусматриваются взрывные клапаны из расчета 250 см^2 поверхности взрывного клапана на 1 м^3 объема газохода. Газоходы обязательно должны быть защищены от грунтовых и ключевых вод. Наличие воды в газоходе значительно ухудшает тягу, и поэтому перед пуском печи их необходимо сушить.

Дымовой шибер – устройство для достаточно плотного отключения печей от тяговой установки, а также для достижения легкого и чувствительного регулирования количества проходящих из печи газов и их давления. Шибер ставится при выходе отходящих газов из камеры печи и представляет собой чугунную или керамическую заслонку, опущенную в газоход и подвешенную на тросе, перекинутом через блок с противовесом или непосредственно на барабан ручной или электрической лебедки.

1.3.6. Дымовые трубы

Дымовая труба позволяет создать разрежение, необходимое для движения продуктов горения топлива и реакционных газов, выделяющихся при технологическом процессе в печи, от топки, через рабочее пространство печи, систему дымоходов и теплоиспользующих устройств с удалением их в окружающее пространство на достаточно большой высоте.

В соответствии с требованиями санитарной техники и пожарной охраны высота дымовой трубы должна быть на 3-5 м выше конька наиболее высокого здания в радиусе 100 м.

Дымовые трубы, применяемые в химической промышленности, различны в зависимости от агрессивности газов, их температуры и по высоте (рис. 1.15). Кирпичные дымовые трубы имеют максимальную высоту 150 м, допустимая температура пропускаемых через них газов до 800 °С. Железобетонные трубы: максимальная высота 200 м, допустимая температура газов 200 °С. Трубы из обычного бетона, при наличии футеровки и теплоизоляции, не должны нагреваться более 500 °С. Металлические футерованные трубы: максимальная высота 60 м, допустимая температура до 800 °С.

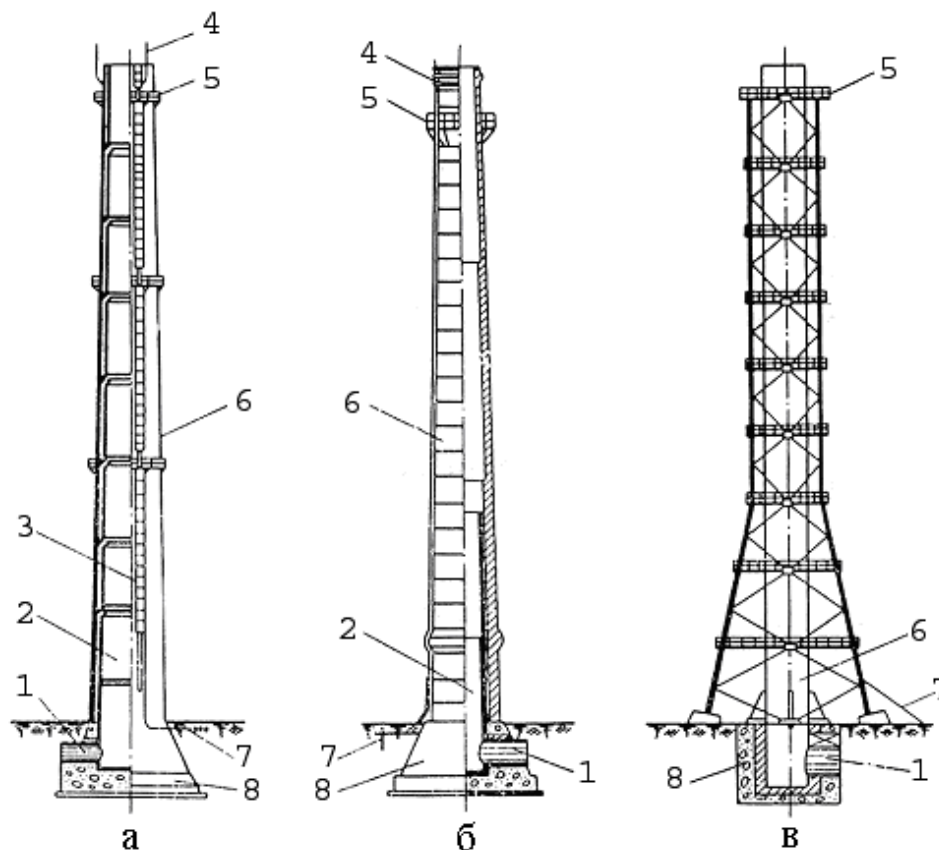


Рис. 1.15. Дымовые трубы: а – железобетонная; б – кирпичная; в – металлическая; 1 – фундамент; 2 – огнеупорная футеровка; 3 – ствол трубы; 4 – площадка; 5 – газоход; 6 – молниеотвод; 7 – заземление; 8 – лестница

2. Технологический расчет трубчатых печей

Основными показателями, характеризующими работу трубчатой печи, являются: полезная тепловая нагрузка, теплонапряженность поверхности нагрева и топочного пространства, коэффициент полезного действия печи.

Полезная тепловая нагрузка – количество тепла, воспринимаемого сырьем в печи ($Q_{\text{полезн}}$, кВт). На ряде действующих нефтеперерабатывающих заводов эксплуатируются трубчатые печи с полезной тепловой нагрузкой от 10 до 20 МВт. На высокопроизводительных установках полезная тепловая нагрузка печей составляет 50-80 МВт.

Полная тепловая нагрузка (теплопроизводительность) - общее количество тепла, производимого печью, включает тепло, воспринимаемое сырьем, уносимое с дымовыми газами и потерями.

Теплонапряженность поверхности нагрева (плотность теплового потока) – количество тепла, переданного через 1 м² поверхности нагрева в единицу времени (q , Вт/м²).

Различают среднюю теплонапряженность труб всей печи, среднюю теплонапряженность радиантных и конвекционных труб, а также теплонапряженность отдельных участков труб (локальную). Величина тепловой напряженности поверхности нагрева характеризует, насколько эффективно передается тепло через поверхность нагрева всей печи или отдельных ее частей. Чем выше средняя теплонапряженность поверхности нагрева всей печи, тем меньше размеры печи, обеспечивающей передачу заданного количества тепла и, следовательно, тем меньше затраты на ее сооружение. Однако чрезмерно высокая теплонапряженность поверхности нагрева может нарушить нормальную работу печи и привести к прогару труб.

Тепловая напряженность топочного пространства характеризует количество тепла, выделяемого при сгорании топлива в единицу времени в единице объема топки (Вт/м³). Эта величина, в известной мере, характеризует эффективность использования объема топки. Размеры топки трубчатых печей во многих случаях зависят не от величины допустимого удельного тепловыделения, а от конструктивных особенностей печи и допускаемой величины теплонапряженности поверхности нагрева радиантных труб. В трубчатых печах теплонапряженность топочного пространства обычно составляет 40-80 кВт/м³.

Коэффициент полезного действия трубчатой печи – характеризует полезно используемую часть тепла, выделенного при сгорании топлива. При полном сгорании топлива эта величина зависит главным образом от коэффициента избытка воздуха и температуры дымовых газов, выходящих из печи, а также от степени тепловой изоляции трубчатой печи. Снижение

коэффициента избытка воздуха так же, как и понижение температуры отходящих дымовых газов, способствует повышению КПД печи. При подсосе воздуха через неплотности кладки коэффициент избытка воздуха повышается, что приводит к снижению КПД печи. Для трубчатых печей значение коэффициента полезного действия находится в пределах от 0,65 до 0,85.

Теплотехнический расчёт трубчатых печей включает следующие этапы:

- расчёт процесса горения топлива;
- определение поверхности нагрева радиантных труб;
- расчёт основных размеров камеры радиантной топки;
- определение конвекционной поверхности нагрева;
- расчёт количества конвекционных труб и размеров камеры конвекции.

Теплотехнический расчет дополняется гидравлическим расчетом трубного змеевика печи и расчетом газового сопротивления и тяги. Ниже рассматривается каждый из этих этапов.

2.1. Расчет процесса горения топлива

Цель данного этапа – расчет низшей теплотворной способности топлива, количества и состава продуктов сгорания, теплосодержания продуктов сгорания.

В трубчатых печах может использоваться жидкое или газовое топливо. Расчет процесса горения зависит от вида топлива, используемого в печи.

Рассмотрим *порядок расчета процесса горения газового топлива*.

Количество тепла, выделяющегося при сжигании 1 м³ газового топлива, может быть определено по правилу аддитивности:

$$Q_H^P = \sum_{i=1}^n y_i Q_i^P \quad \text{кДж/м}^3, \quad (2.1)$$

где y_i – объёмная доля каждого горючего компонента топлива, % об.; Q_i^P – низшая теплота сгорания компонентов топлива, кДж/м³, которая определяется по табл. 2.1.

Количество тепла, выделяющегося при сжигании 1 кг газового топлива:

$$\bar{Q}_H^P = Q_H^P / \rho_T \quad \text{кДж/кг}, \quad (2.2)$$

где ρ_T – плотность топливного газа при нормальных условиях, кг/м³:

$$\rho_T = M_T / 22,4. \quad (2.3)$$

Средняя молекулярная масса топлива M_T вычисляется по формуле:

$$M_T = \sum_{i=1}^n y_i M_i \quad \text{кг/кмоль}, \quad (2.4)$$

где M_i – молекулярная масса компонентов топлива.

Низшая теплота сгорания компонентов газового топлива

Компонент	\bar{Q}_i^P , кДж/кг	Q_i^P , кДж/м ³
Водород H ₂	120100	10800
Сероводород H ₂ S	16590	25140
Оксид углерода CO	10120	12650
Метан CH ₄	50080	35840
Ацетилен C ₂ H ₂	48300	56100
Этан C ₂ H ₆	47550	63800
Этилен C ₂ H ₄	47230	59100
Пропан C ₃ H ₈	46420	91320
Бутан C ₄ H ₁₀	45380	113500

Элементарный состав газообразного топлива (мас. %) может быть вычислен из следующих уравнений:

$$C = 12 \sum_{i=1}^n \frac{n_{C_i} \bar{y}_i}{M_i} = \frac{12}{M_T} \sum_{i=1}^n n_{C_i} y_i, \quad (2.5)$$

$$H = \sum_{i=1}^n \frac{n_{H_i} \bar{y}_i}{M_i} = \frac{1}{M_T} \sum_{i=1}^n n_{H_i} y_i, \quad (2.6)$$

$$S = 32 \sum_{i=1}^n \frac{n_{S_i} \bar{y}_i}{M_i} = \frac{32}{M_T} \sum_{i=1}^n n_{S_i} y_i, \quad (2.7)$$

$$O = 16 \sum_{i=1}^n \frac{n_{O_i} \bar{y}_i}{M_i} = \frac{16}{M_T} \sum_{i=1}^n n_{O_i} y_i, \quad (2.8)$$

$$N = 14 \sum_{i=1}^n \frac{n_{N_i} \bar{y}_i}{M_i} = \frac{14}{M_T} \sum_{i=1}^n n_{N_i} y_i, \quad (2.9)$$

где n_{C_i} , n_{H_i} , n_{S_i} , n_{O_i} , n_{N_i} – соответственно число атомов углерода, водорода, серы, кислорода и азота в молекулах отдельных компонентов, входящих в состав газообразного топлива; \bar{y}_i , y_i – содержание соответствующих компонентов газообразного топлива в % мас. и % мольн., соответственно.

Теоретическое количество воздуха, необходимого для сгорания 1 кг топлива, кг/кг:

$$L_0 = 0,115C + 0,345H + 0,043(S - O). \quad (2.10)$$

Фактический (действительный) расход воздуха:

$$L = \alpha L_0, \quad (2.11)$$

где α – коэффициент избытка воздуха.

Объёмный расход воздуха при нормальных физических условиях:

$$V=L/\rho_0, \quad (2.12)$$

$\rho_0=1,293 \text{ кг/м}^3$.

Количество газов, образующихся при сгорании 1 кг топлива, кг/кг:

$$m_{\text{CO}_2} = 0,03667C, \quad (2.13)$$

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = 0,09H + 0,01W, \quad (2.14)$$

$$m_{\text{O}_2} = 0,232L_0(\alpha - 1), \quad (2.15)$$

$$m_{\text{N}_2} = 0,768\alpha L_0 + 0,01N_2, \quad (2.16)$$

$$m_{\text{SO}_2} = 0,02S, \quad (2.17)$$

где C, H, O, N, S, W – содержание различных элементов и влаги в топливе, мас. %.

Общее количество продуктов сгорания, образующихся при сжигании 1 кг топлива:

$$G_{\text{пс}} = m_{\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{O}_2} + m_{\text{N}_2} + m_{\text{SO}_2}, \quad (2.18)$$

$$\text{или } G_{\text{пс}} = 1 + L. \quad (2.19)$$

Значения $G_{\text{пс}}$, найденные по формулам (2.18) и (2.19) сравнивают. Если расчет выполнен правильно, то они должны совпасть.

Суммарный объем продуктов сгорания при нормальных условиях, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{\text{пс}} = 22,4 \left(\frac{m_{\text{CO}_2}}{M_{\text{CO}_2}} + \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + \frac{m_{\text{O}_2}}{M_{\text{O}_2}} + \frac{m_{\text{N}_2}}{M_{\text{N}_2}} + \frac{m_{\text{SO}_2}}{M_{\text{SO}_2}} \right). \quad (2.20)$$

Плотность дымовых газов при нормальных условиях, кг/м^3 :

$$\rho_{\text{пс}} = \frac{G_{\text{пс}}}{V_{\text{пс}}}. \quad (2.21)$$

Порядок расчета процесса горения жидкого топлива.

Если топливо является сложной смесью различных веществ, для которой известен только элементарный состав, теплота сгорания рассчитывается по формуле:

$$Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 339C + 1030H + 109(S - O) - 25W, \quad (2.22)$$

где C, H, S, O, W – содержание, соответственно, углерода, водорода, серы, кислорода и влаги в топливе, мас. %.

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг топлива, кг/кг:

$$L_0 = 0,115C + 0,345H + 0,043(S - O). \quad (2.23)$$

Теоретически необходимый объем воздуха при нормальных условиях (0°C и 760 мм рт.ст.), $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_0 = 0,089C + 0,267H + 0,033(S - O). \quad (2.24)$$

Для обеспечения полноты сгорания топлива на практике в топку подается некоторый избыток воздуха. Этот коэффициент для жидкого топлива принимается равным $\alpha = 1,2 \div 1,4$.

Действительный расход воздуха:

$$L = \alpha \cdot L_0 \quad \text{кг/кг}, \quad (2.25)$$

$$V = \alpha \cdot V_0 \quad \text{м}^3/\text{кг}. \quad (2.26)$$

Количество продуктов сгорания (дымовых газов), образующихся при сжигании 1 кг жидкого топлива может быть определено по формуле:

$$G_{\text{п.с.}} = 1 + \alpha L_0 + W_{\text{ф}} \quad \text{кг/кг}, \quad (2.27)$$

где $W_{\text{ф}}$ – расход форсуночного пара, подаваемого на распыливание топлива, кг/кг. $W_{\text{ф}} = 0,3 - 0,6$ кг/кг.

Состав продуктов сгорания в расчете на 1 кг топлива (при известном элементарном составе) при полном его сгорании определяется по уравнениям (2.13), (2.15)-(2.17), (2.28).

Количество водяного пара находится по формуле:

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = 0,09H + 0,01W + W_{\text{ф}}. \quad (2.28)$$

Дальнейший порядок расчета аналогичен описанному выше для газообразного топлива: находятся общее количество продуктов сгорания, образующихся при сжигании 1 кг топлива $G_{\text{п.с.}}$, суммарный объем продуктов сгорания $V_{\text{п.с}}$ и плотность дымовых газов при нормальных условиях $\rho_{\text{п.с.}}$.

2.2. Определение тепловой нагрузки и КПД печи, часового расхода топлива

Цель этапа: рассчитать теплопроизводительность трубчатой печи (полную тепловую нагрузку), значение которой необходимо для выбора типоразмера печи. Кроме того, рассчитать КПД и расхода топлива.

Для трубчатой печи, в которой происходит нагрев и частичное испарение сырья, полезная тепловая нагрузка определяется по формуле:

$$Q_{\text{полезн}} = G_{\text{с}} \left[e \cdot i_{\text{ВЫХ}}^{\text{п}} + (1 - e) i_{\text{ВЫХ}}^{\text{ж}} - i_{\text{ВХ}}^{\text{ж}} \right] \quad \text{кВт}, \quad (2.29)$$

где $G_{\text{с}}$ – производительность печи по сырью, кг/ч; e – доля отгона сырья на выходе из печи; $i_{\text{ВЫХ}}^{\text{п}}$ – энтальпия паров нефтепродуктов на выходе из печи, кДж/кг; $i_{\text{ВЫХ}}^{\text{ж}}$, $i_{\text{ВХ}}^{\text{ж}}$ – энтальпии жидкости (сырья), на выходе из печи и на входе в печь, соответственно, кДж/кг.

Энтальпия паров нефтепродуктов определяется по табл. 2 приложения или по уравнению:

$$i_t^n = \left[(50,2 + 0,109t + 0,00014t^2) (3,992 - 0,9952\rho_4^{20}) - 73,4 \right] 4,1868, \quad (2.30)$$

где ρ_4^{20} – относительная плотность. Для конденсированных паров $\rho_4^{20} = 0,8$.

Энтальпия жидких нефтепродуктов определяется по табл. 1 приложения или по уравнению:

$$i_t^* = \frac{0,403t + 0,000405t^2}{\sqrt{0,9952\rho_4^{20} + 0,00806}} 4,1868, \quad (2.31)$$

где относительная плотность нефти $\rho_4^{20} = 0,9$.

Потери тела с уходящими из печи дымовыми газами:

$$q_{yx} = \frac{(m_{CO_2} C_{p_{CO_2}} + m_{H_2O} C_{p_{H_2O}} + m_{SO_2} C_{p_{SO_2}} + m_{O_2} C_{p_{O_2}} + m_{N_2} C_{p_{N_2}}) t_{yx}}{Q_p^H}, \quad (2.32)$$

где $C_{p_{CO_2}}$, $C_{p_{H_2O}}$, $C_{p_{SO_2}}$, $C_{p_{O_2}}$, $C_{p_{N_2}}$ – средние удельные теплоемкости компонентов дымовых газов, кДж/(кг·К), определяются по табл. 3 приложения; t_{yx} – температура дымовых газов, уходящих из печи. Она принимается на 100÷150 °С выше температуры сырья на входе в печь:

$$t_{yx} = t_{вх}^* + (100 \div 150). \quad (2.33)$$

Потери тепла в окружающую среду принимают в долях от Q_p^H в пределах $q_{пот} = 0,05 - 0,08$.

Коэффициент полезного действия печи:

$$\eta_{п} = 1 - q_{yx} - q_{пот}. \quad (2.34)$$

Полная тепловая нагрузка печи, кВт:

$$Q_T = \frac{Q_{полезн}}{\eta_{п}}. \quad (2.35)$$

Часовой расход топлива, кг/ч:

$$B = \frac{Q_{полезн}}{Q_p^H \eta_{п}}. \quad (2.36)$$

2.3. Выбор типоразмера трубчатой печи

В условиях, когда разработаны и широко используются трубчатые печи различных типоразмеров, конструировать печь заново приходится сравнительно редко. В этой связи основной задачей расчета является выбор и обоснование принятых типа и размера печи в соответствии с каталогом, при этом определяются все основные показатели ее работы (полезная тепловая мощность, КПД, расход топлива, температура дымовых газов, покидающих топку,

теплонпряженность поверхности нагрева и др.), т.е. производится поверочный расчет трубчатой печи выбранной конструкции.

Выбор типоразмера трубчатой печи осуществляется по табл. 1.3-1.11 в зависимости от ее назначения, теплопроизводительности и вида используемого топлива.

2.4. Расчёт радиантной камеры

Цель этапа: определить температуру продуктов сгорания, покидающих топку, поверхность нагрева и фактическую теплонпряженность радиантных труб.

Температуру продуктов сгорания, покидающих топку, находим методом последовательного приближения (метод итераций), используя уравнение:

$$T_{\text{п}} = 100 \sqrt[4]{\frac{1}{\psi} \left[\frac{H_{\text{р}}}{C_{\text{с}} H_{\text{с}}} (q_{\text{р}} - q_{\text{рк}}) + \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right]}, \quad (2.37)$$

где $q_{\text{р}}$ и $q_{\text{рк}}$ – теплонпряженность поверхности радиантных труб общая и приходящаяся на долю свободной конвекции, Вт/м²; $H_{\text{р}}$ – поверхность нагрева радиантных труб, м² (зависит от типа печи); $H_{\text{р}}/H_{\text{с}}$ – отношение поверхности радиантных труб $H_{\text{р}}$ к эквивалентной абсолютно черной поверхности $H_{\text{с}}$, зависящее от типа печи, от вида и способа сжигания топлива; $T_{\text{ст}}$ – средняя температура наружной стенки радиантных труб, К; ψ – коэффициент, зависящий от распределения температур в топке, типа печи и вида топлива; $C_{\text{с}} = 5,67$ – коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела, Вт/(м²К⁴).

Суть расчета методом итераций заключается в том, что задаются температурой продуктов сгорания $T_{\text{п}}$ и при этой температуре определяют все параметры, входящие в уравнение (2.37) для расчета $T_{\text{п}}$. Далее по этому уравнению вычисляется $T_{\text{п}}$ и сравнивается полученное значение с ранее принятым. Если они не совпадают, то расчет возобновляется со значением $T_{\text{п}}$, равным рассчитанному на предыдущей итерации. Расчет продолжается до тех пор, пока заданное и рассчитанное значения $T_{\text{п}}$ не совпадут с достаточной точностью. Обычно эта точность принимается в пределах 2%.

Рекомендуется следующая последовательность действий:

1. Принять температуру дымовых газов, покидающих топку, $t_{\text{п}}$ в соответствии с назначением печи. Последующим расчетом камеры радиации проверяется правильность принятой величины.

Рекомендуются следующие значения $t_{\text{п}}$:

- для нагрева нефти, мазута 700-850°С;
- для печей каталитического и термического крекинга 800-900°С;

- для печей отгона растворителя 700-800°C;
- для печей пиролиза до 1000°C.

2. Определить энтальпию продуктов сгорания при температуре дымовых газов, покидающих топку, кДж/кг:

$$I_{t_n} = t_n \sum m_i C_{p_i} = t_n (m_{CO_2} C_{CO_2} + m_{H_2O} C_{H_2O} + m_{O_2} C_{O_2} + m_{N_2} C_{N_2} + m_{SO_2} C_{SO_2}), \quad (2.38)$$

где C_{p_i} – средняя теплоемкость продуктов сгорания при t_n , кДж/(кг К), m_i – количество газов, образующихся при сгорании 1 кг топлива,

3. Определить соответствующее этой температуре количество теплоты, воспринимаемой сырьем в радиантных трубах, кДж/ч:

$$Q_p = V(\bar{Q}_p \eta_T - I_{t_n}), \quad (2.39)$$

где η_T – КПД топки. Можно принять $\eta_T = 0,95$.

4. Исходя из принятого типа печи и рекомендуемой для данного типа печи и для данного процесса средней теплонапряженности поверхности нагрева радиантных труб (см. табл. 4 приложения), вычислить необходимую поверхность нагрева радиантных труб:

$$H_p = \frac{Q_p}{q_p}. \quad (2.40)$$

5. По каталогу (табл. 1.3-1.11) для печи данного типа выбирается значение поверхности радиантных труб H_p , ближайшее к вычисленному выше; это значение поверхности нагрева используется для последующих расчетов. Соответственно уточняется и теплонапряженность поверхности нагрева.

6. Вычислить энтальпию нагреваемого потока при выходе из конвекционных труб:

$$i_{t_k}^{ж} = i_{t_{вх}}^{ж} + \frac{Q_{полезн} - Q_p}{G_c}, \quad (2.41)$$

где $i_{t_{вх}}^{ж}$ – энтальпия сырья, поступающего для нагрева в трубчатую печь, кДж/кг,

G_c – количество сырья, проходящего через печь, кг/ч.

7. По найденному значению энтальпии сырья $i_{t_k}^{ж}$ по табл. 1 приложения определяется температура сырья, покидающего трубы камеры конвекции T_k .

8. Определяется средняя температура наружной поверхности радиантных труб $T_{ст}$, К.

$$T_{ст} = \frac{T_k + T_{вых}}{2} + \Delta, \quad (2.42)$$

$T_{вых}$ – температура сырья на выходе из печи, К; Δ – превышение температуры труб за счёт загрязнений, $\Delta = 20 \div 120$.

9. Коэффициент теплоотдачи свободной конвекцией от дымовых газов к радиантным трубам:

$$\alpha_k = 2,14\sqrt{T_{\text{п}} - T_{\text{ст}}} \quad (2.43)$$

10. Теплонапряженность поверхности радиантных труб, приходящаяся на долю свободной конвекции:

$$q_{\text{р.к.}} = \alpha_k (T_{\text{п}} - T_{\text{ст}}) \quad (2.44)$$

11. По табл. 5 и 6 приложения выбрать значения ψ и N_p/N_s .

12. По уравнению (2.37) вычислить температуру дымовых газов $T_{\text{п}}$ и сопоставить ее с ранее принятым значением. При совпадении или незначительном отличии расчет считается окончательным, при этом также принимается во внимание полученное значение средней теплонапряженности поверхности нагрева. При необходимости делается пересчет и соответственно корректируются значения $T_{\text{п}}$ и $q_{\text{р}}$.

2.5. Расчет диаметра печных труб

Диаметр труб может быть найден из уравнения расхода:

$$d = \sqrt{\frac{4V_c}{\pi \cdot n \cdot w}} \quad (2.45)$$

где V_c – объемный расход нагреваемого продукта, м³/с; n – число потоков; w – допустимая линейная скорость продукта.

Объемный расход нагреваемого продукта:

$$V_c = \frac{G_c}{\rho_t} \quad (2.46)$$

где G_c – массовый расход продукта, кг/с; ρ_t – плотность продукта при его средней температуре в печи, кг/м³.

$$\rho_t = (\rho_4^{20} - \gamma(t_{\text{ср}} - 20))1000, \quad (2.47)$$

ρ_4^{20} – относительная плотность, γ – температурная поправка:

$$\gamma = 0,001828 - 0,00132\rho_4^{20} \quad (2.48)$$

2.6. Расчет конвекционной камеры

Цель этапа: определить поверхность нагрева, количество и фактическую теплонапряженность конвекционных труб.

Передача тепла в камере конвекции осуществляется в основном конвекцией и незначительно радиацией от раскаленных дымовых газов.

Целью расчета конвекционной секции печи является определение поверхности нагрева труб, которая рассчитывается из основного уравнения теплопередачи:

$$N_k = \frac{Q_k}{K \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (2.49)$$

где Q_k – тепловой поток, передаваемый сырью в конвекционных трубах, кВт;
 K – коэффициент теплопередачи, кВт/(м²К); Δt_{cp} – средний температурный напор, °С.

При проектировании выбор размеров и конструкции камеры конвекции должен обеспечить передачу заданного количества теплоты при минимальной площади поверхности нагрева.

Теплоотдача в камере конвекции зависит от скорости движения теплообменивающихся сред, их температуры, а также от компоновки пучка труб. Так, при расположении труб в шахматном порядке теплоотдача выше, чем при коридорном, т.к. при этом возрастает скорость движения дымовых газов. Коэффициент теплопередачи конвекцией обратно пропорционален диаметру труб, поэтому в камере конвекции целесообразно устанавливать трубы меньшего диаметра, чем в камере радиации. Коэффициент теплопередачи возрастает при уменьшении шага между трубами. Более эффективным в камере конвекции является поперечное обтекание труб дымовыми газами.

Рекомендуется следующий алгоритм расчета конвекционной камеры:

1. Определяется тепловая нагрузка камеры конвекции, кВт:

$$Q_k = Q_{\text{полезн}} - Q_p. \quad (2.50)$$

2. Температура сырья на выходе из труб конвекции определяется по табл. 1 приложения по значению энтальпии сырья $I_{t_k}^{\text{ж}}$, найденному по формуле (2.41).

3. Составляется температурная схема и определяется величина среднего температурного напора Δt_{cp} . В камере конвекции сырье и дымовые газы движутся противотоком.

$$\begin{array}{c}
 t_{\text{II}} \xrightarrow{\text{Дымовые газы}} t_{\text{УХ}} \\
 t_{\text{ВЫХ}} \xleftarrow{\text{Сырье}} t_{\text{ВХ}} \\
 \Delta t_{\text{Г}} = t_{\text{II}} - t_{\text{ВЫХ}}, \quad \Delta t_{\text{М}} = t_{\text{УХ}} - t_{\text{ВХ}}, \quad (2.51)
 \end{array}$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\text{Г}} - \Delta t_{\text{М}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{Г}}}{\Delta t_{\text{М}}}}, \quad (2.52)$$

где $t_{п}$, t_{yx} – температура дымовых газов, покидающих топку (на входе в печь) и на выходе из печи, °С; $t_{вх}$, $t_{вых}$ – температура сырья на входе в печь и выходе из неё, °С.

4. Определяется коэффициент теплопередачи:

$$K = 1,1(\alpha_{к} + \alpha_{л}), \quad (2.53)$$

где 1,1 – коэффициент, учитывающий передачу тепла радиацией от кладки; $\alpha_{к}$, $\alpha_{л}$ – коэффициенты теплоотдачи от дымовых газов к конвекционным трубам, соответственно, вынужденной конвекцией и излучением.

Коэффициент теплоотдачи излучением может быть найден по формуле Нельсона:

$$\alpha_{л} = 0,0256 \cdot t_{г.ср.} - 2,33, \quad (2.54)$$

где $t_{г.ср.}$ – средняя температура дымовых газов, °С.

$$t_{г.ср.} = \frac{t_{п} - t_{yx}}{\ln \frac{t_{п}}{t_{yx}}}. \quad (2.55)$$

Коэффициент теплоотдачи за счет вынужденной конвекции для шахматного расположения труб может быть найден по формуле:

$$\alpha_{к} = 0,35E \frac{U^{0,6}}{d_{н}^{0,4}}, \quad (2.56)$$

где $d_{н}$ – наружный диаметр труб конвекционной камеры, U – массовая скорость движения дымовых газов, E – коэффициент, зависящий от средней температуры дымовых газов, он определяется по графику рис. 2.1.

$$U = \frac{G'_{пс}}{f_{к}}, \quad (2.57)$$

где $G'_{пс}$ – секундный расход дымовых газов, $f_{к}$ – живое сечение камеры конвекции.

$$G'_{пс} = G_{пс} B. \quad (2.58)$$

При выбранном типоразмере трубчатой печи размеры камеры конвекции, где размещаются конвекционные трубы, известны. Конвекционные трубы размещают применительно к такой камере, а затем определяют свободное сечение $f_{к}$ для прохода газов. Для иллюстрации на рис. 2.2 показан возможный вариант расположения труб в камере конвекции.

$$f_{к} = (a_{к} - n_1 d_{н}) L_{полезн}, \quad (2.59)$$

где $L_{полезн}$ – полезная длина труб, $a_{к}$ – ширина камеры конвекции,

$$a_{к} = (n_1 - 1) S_1 + 0,05 + d_{н}, \quad (2.60)$$

n_1 – число труб в одном горизонтальном ряду, S_1 – расстояние между осями труб.

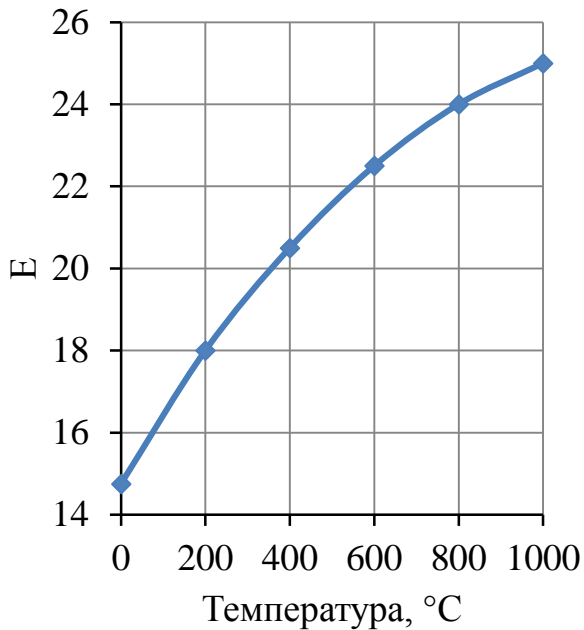


Рис. 2.1. Коэффициент в формуле (2.56)

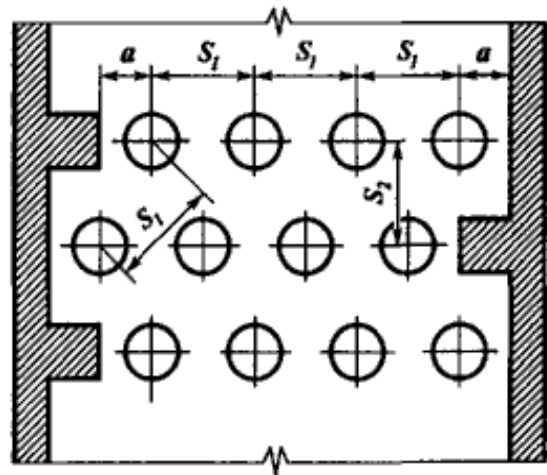


Рис. 2.2. Схема расположения труб в камере конвекции

Значением n_1 задаются. Значения d_n и S_1 рекомендуется принимать стандартными по табл. 7 приложения, предварительно рассчитав диаметр (см. п. 2.5).

5. Определяют необходимую площадь поверхности нагрева конвекционных труб по формуле (2.49).

6. Находят число труб в конвекционной камере:

$$n_k = \frac{H_k}{\pi d \cdot L_{\text{полезн}}}. \quad (2.61)$$

7. Определяют теплонапряженность конвекционных труб:

$$q_k = \frac{Q_k}{H_k}. \quad (2.62)$$

Величина q_k должна укладываться в нормы теплонапряженностей конвекционных труб нагревательных печей.

2.7. Гидравлический расчет змеевика трубчатой печи

Цель расчета: определение общего гидравлического сопротивления змеевика печи или давления сырья на входе в змеевик.

Потеря напора в змеевике печи связана непосредственно со скоростью движения продукта в трубах печи. Эта скорость имеет большое значение, поскольку с увеличением ее возрастает коэффициент теплопередачи к продукту, уменьшается время пребывания последнего в трубах, и, следовательно,

уменьшается опасность коксообразования и разложения. В связи с этим гидравлический расчет змеевика является важным звеном в расчете трубчатой печи и в конечном итоге определяет выбор диаметра труб и числа потоков.

При расчете потери напора в змеевике трубчатой печи могут быть случаи, когда продукт подвергается:

- а) только нагреву и на всем протяжении змеевика остается в жидкой фазе;
- б) нагреву и частичному или полному испарению;
- в) нагреву, испарению и химическому превращению.

2.7.1. Потери напора в змеевике трубчатой печи при нагреве без изменения агрегатного состояния

Если на всем протяжении змеевика продукт в процессе нагрева находится в жидкой или парообразной фазе, потери напора рассчитываются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta P_H = \lambda \frac{L_{\text{э}}}{d} \frac{u^2}{2\rho}, \quad (2.63)$$

где λ – коэффициент гидравлических сопротивлений, зависящий в общем случае от величины критерия Рейнольдса и относительной шероховатости труб; $L_{\text{э}}$ – эквивалентная длина труб одного потока, м; d – внутренний диаметр труб, м; u – массовая скорость, кг/(м²·с).

Коэффициент гидравлического сопротивления λ , если $Re > 10^5$, определяется по табл. 2.2.

Таблица 2.2

d, мм	63	76	89	101	127	152
λ	0,035	0,034	0,033	0,032	0,031	0,030

Эквивалентная длина змеевика:

$$L_{\text{э}} = n \cdot L_{\text{тр}} + (n - 1) \cdot k \cdot d, \quad (2.64)$$

где n – число труб, $L_{\text{тр}}$ – длина труб.

Второе слагаемое в уравнении (2.64) выражает эквивалентную длину соединительных частей труб. Коэффициент k , входящий в это слагаемое, принимается в зависимости от конструкции:

а) двойник (ретурбэнд) с резким поворотом и значительным внутренним сужением потока: $k=100$;

б) двойник с плавным поворотом потока: $k=30$.

Массовая скорость сырья:

$$u = \frac{G_c}{3600s}, \quad (2.65)$$

где G_c – часовая производительность печи по сырью, кг/ч; s – площадь сечения труб, m^2 .

2.7.2. Потери напора в змеевике трубчатой печи при нагреве продукта с изменением его агрегатного состояния

Для гидравлического расчета таких печей применяется метод Б.Д. Бакланова. Падение давления в змеевике трубчатой печи для участка нагрева $t_{вх} - t_{и}$ и участка испарения $t_{и} - t_{вых}$ рассчитывают отдельно. Таким образом, общие потери напора в трубчатом змеевике в случае изменения агрегатного состояния нагреваемого продукта выражаются в следующем виде:

$$\Delta P = \Delta P_{и} + \Delta P_{н} + \Delta P_{ст}, \quad (2.66)$$

где $\Delta P_{и}$, $\Delta P_{н}$, $\Delta P_{ст}$ – потери напора, соответственно, на участке испарения, на участке нагрева и статическое давление столба жидкости в печи, Па.

$$\Delta P_{ст} = h\rho_{ж}g, \quad (2.67)$$

где h – высота печи до потолочного экрана, м; g – ускорение свободного падения, m/c^2 .

Потери напора на участке нагрева $\Delta P_{н}$ находятся по формуле (2.63). Потери напора на участке испарения:

$$\Delta P_{и} = P_{и} - P_{к}, \quad (2.68)$$

где $P_{и}$ – давление в начале участка испарения, которое, в свою очередь, рассчитывается методом последовательного приближения (метод итераций), $P_{к}$ – давление сырья на выходе из змеевика печи.

Метод Бакланова основан на допущении, что тепловые нагрузки распределяются по змеевику равномерно. Если начало участка испарения совпадает с началом рассчитываемого участка, то расчетное уравнение Бакланова для определения давления $P_{и}$ на участке испарения имеет вид:

$$P_{и} = \sqrt{P_{к}^2 + A \cdot L_{и} \cdot P_{к} + B \cdot L_{и}^2}, \quad (2.69)$$

где $P_{к}$ – давление сырья на выходе из змеевика печи, A и B – расчетные коэффициенты.

$$A = \frac{0,83 \cdot \lambda \cdot G_1^2}{\rho_{ж} d^5}, \quad (2.70)$$

$$B = \frac{A \cdot e \cdot \rho_{ж}}{L_{и} \cdot \rho_{п}}, \quad (2.71)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления (см. табл. 2.2); G_1 – секундный расход сырья по одному потоку, кг/с; $\rho_{ж}$ – плотность сырья при

средней температуре на участке испарения $t_{\text{ср.и.}}$, кг/м³; d – внутренний диаметр труб, м; e – доля отгона сырья на выходе из змеевика; $\rho_{\text{п}}$ – средняя плотность паров, кг/м³; $L_{\text{и}}$ – расчетная длина участка испарения, м.

Для приближенного расчета плотность паров можно принять:

- для печей, нагревающих нефть или полумазут $\rho_{\text{п}}=1/3500$;
- для печей, нагревающих мазут $\rho_{\text{п}}=1/2000$.

Среднюю температуру участка испарения находят как среднее арифметическое:

$$t_{\text{ср.и.}} = \frac{t_{\text{и}} + t_{\text{ВЫХ}}}{2}. \quad (2.72)$$

Принимая допущение, что распределение тепловых нагрузок поверхности нагрева равномерно, расчетную длину участка испарения можно определить следующим образом:

$$L_{\text{и}} = \frac{i_{t_{\text{ВЫХ}}}^{\text{СМ}} - i_{t_{\text{и}}}^{\text{Ж}}}{i_{t_{\text{ВЫХ}}}^{\text{СМ}} - i_{t_{\text{к}}}^{\text{Ж}}} L_{\text{э}}, \quad (2.73)$$

где $i_{t_{\text{ВЫХ}}}^{\text{СМ}}$ – энтальпия парожидкостной смеси на выходе из змеевика печи, кДж/кг; $i_{t_{\text{к}}}^{\text{Ж}}$ – энтальпия сырья на выходе из камеры конвекции, кДж/кг; $i_{t_{\text{и}}}^{\text{Ж}}$ – энтальпия сырья при температуре начала испарения $t_{\text{и}}$, кДж/кг; $L_{\text{э}}$ – расчетная эквивалентная длина секции, в пределах которой находится участок испарения, для одного потока.

$$L_{\text{э}} = n_{\text{р}} \cdot L_{\text{тр}} + (n_{\text{р}} - 1)k \cdot d, \quad (2.74)$$

где $n_{\text{р}}$ – число труб в камере радиации, приходящееся на один поток сырья; d – внутренний диаметр труб радиации, м.

Энтальпия парожидкостной смеси определяется следующим образом:

$$i_{t_{\text{ВЫХ}}}^{\text{СМ}} = e \cdot i_{\text{ВЫХ}}^{\text{П}} + (1 - e) i_{\text{ВЫХ}}^{\text{Ж}}. \quad (2.75)$$

Расчет потери напора по методу Бакланова необходимо проводить следующим образом:

1. Задаться давлением в начале участка испарения и определить соответствующую этому давлению температуру начала однократного испарения $t_{\text{и}}$. С этой целью рекомендуется построить для заданного сырья кривую зависимости температур начала однократного испарения от давления, пользуясь уравнением:

$$P_{\text{и}} = \sum P_i x_i, \quad (2.76)$$

где $P_{\text{и}}$ – давление насыщенных паров сырья при температуре начала кипения, Н/м²; x_i – мольные концентрации отдельных компонентов нагреваемого продукта.

Сырье делится на несколько узких фракций, свойства которых условно приравниваются к соответствующим индивидуальным углеводородам. Для построения кривой «давление насыщенных паров - температура начала однократного испарения» следует задаться тремя произвольно выбранными температурами, в пределах которых предполагается получить температуру начала однократного испарения и определить соответствующее им давление $P_{и}$.

2. Определить теплосодержание сырья при выбранной температуре начала испарения $i_{t_{и}}^ж$ (табл. 1 приложения).

3. Определить длину участка испарения $l_{и}$.

4. Определить давление в начале участка испарения по формуле Бакланова (2.69).

Если ранее принятое давление не совпало с рассчитанным, надо сделать пересчет, задавшись новым значением $P_{и}$.

2.8. Газовое сопротивление и тяга

Цель расчета: определение стандартного диаметра и высоты дымовой трубы.

Для нормальной работы трубчатых печей необходимо обеспечить переток образующихся продуктов сгорания из топочной камеры в конвекционную и их отвод в атмосферу. Движение дымовых газов через печь может быть осуществлено путем либо естественной, либо искусственной тяги. Естественная тяга обеспечивается дымовой трубой, искусственная – дымососами, отсасывающими дымовые газы из радиантной камеры и подающими их через боры в дымовую трубу.

Сопротивление на пути движения дымовых газов складывается из следующих составляющих:

- 1) разрежения в камере радиации;
- 2) сопротивления камеры конвекции;
- 3) сопротивления газоходов;
- 4) сопротивления воздухоподогревателя, если он присутствует в схеме;
- 5) сопротивление дымовой трубы.

Таким образом, общее сопротивление всего газового тракта определяется выражением:

$$\Delta P_{\text{общ}} = \Delta P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{р}} + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с.}} + \Delta P_{\text{подогр.}}, \quad (2.77)$$

где $\Delta P_{\text{к}}$ – потери напора в камере конвекции; $\Delta P_{\text{р}}$ – разрежение в топочной камере; $\Delta P_{\text{тр}}$ – потери напора на трение в дымовой трубе; $\Delta P_{\text{м.с.}}$ – потери напора в газоходе на преодоление местных сопротивлений; $\Delta P_{\text{подогр.}}$ – потери напора в воздухоподогревателе.

Соппротивление камеры конвекции зависит от скорости газов, компоновки труб и числа рядов труб:

$$\Delta P_k = \Delta P + \Delta P_{ст}, \quad (2.78)$$

где ΔP – потеря напора газов при обтекании пучка конвекционных труб; $\Delta P_{ст}$ – статистический напор газов в случае их нисходящего движения в камере конвекции.

При расположении конвекционных труб в шахматном порядке потеря напора газов находится из выражения:

$$\Delta P = (C \cdot K \cdot (n + 1) \cdot 9,81), \quad (2.79)$$

где K – сопротивление одного ряда труб, определяемое по номограмме (рис. 2.3) в зависимости от скорости газа и его температуры; n – число рядов труб по ходу газа; C – поправочный коэффициент, зависящий от температуры стенки и диаметра труб:

$$C = \varphi_d \varphi_{ст}. \quad (2.80)$$

Входящие в уравнение (2.80) коэффициенты определяются графически (рис. 2.4).

Скорость газа, м/с:

$$\omega = \frac{(\alpha L_0 + 1) V}{f_k \cdot \rho \cdot 3600}. \quad (2.81)$$

α – коэффициент избытка воздуха; f_k – живое сечение камеры конвекции, определяется по формуле (2.59); L_0 – теоретическое количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг топлива, определяется по формулам (2.10) или (2.23); V – часовой расход топлива, определяется по формуле (2.36).

При коридорном расположении труб сопротивление определяется по уравнению:

$$\Delta P = \zeta \cdot n \frac{\omega^2}{2} \rho, \quad (2.82)$$

где ζ – усредненный коэффициент сопротивления одного ряда труб.

Статический напор, входящий в формулу (2.78), находится следующим образом:

$$\Delta P_{ст} = (\rho_{возд} - \rho_{д.г.}) g \cdot h, \quad (2.83)$$

где h – высота камеры конвекции; $\rho_{возд}$, $\rho_{д.г.}$ – плотности, соответственно, воздуха и дымовых газов.

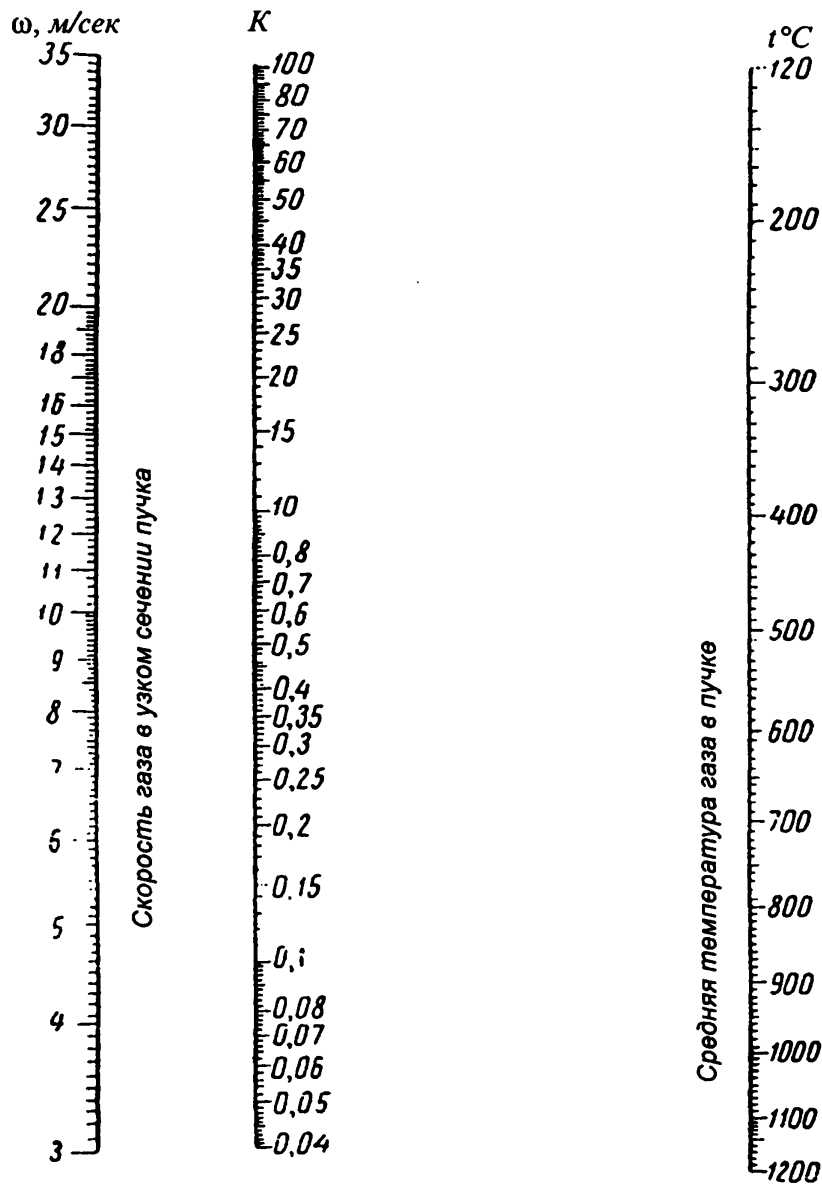


Рис. 2.3. Номограмма для определения коэффициента сопротивления

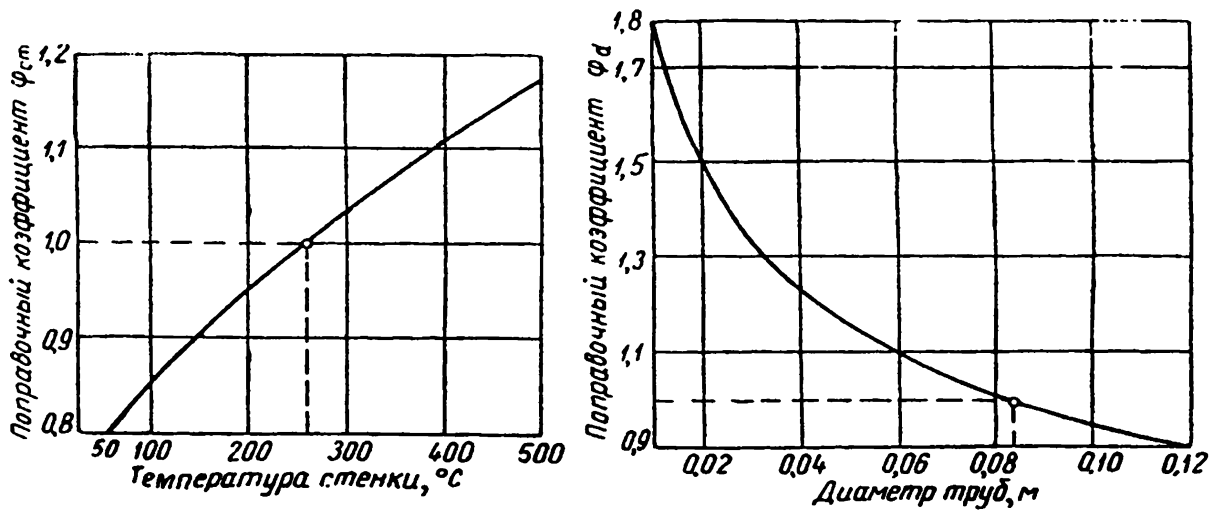


Рис. 2.4. Графики для определения поправочных коэффициентов в уравнении (2.80)

Разрежение в топочной камере обеспечивает поступление атмосферного воздуха для сгорания топлива. При использовании форсунок с воздушным распылением жидкого топлива и инжекционных горелок для газообразного топлива воздух, необходимый для горения топлива, частично или полностью поступает под напором.

Разрежение в топочной камере необходимо также, чтобы избежать утечек дымовых газов через неплотности кладки, которые имели бы место при избыточном давлении в топке и что привело бы к загрязнению окружающей среды и увеличению потерь тепла, снижению коэффициента полезного действия печи.

Значительное разрежение в топке приводит к нежелательному подосу избыточного воздуха, увеличению потерь тепла с уходящими дымовыми газами и снижению коэффициента полезного действия печи. Разрежение в топочной камере рекомендуется иметь в пределах 20–40 Па.

Потери напора на трение в дымовой трубе вычисляются по формуле:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_3} \frac{w^2 \rho}{2}, \quad (2.84)$$

где L – длина газохода, м; d_3 – эквивалентный диаметр газохода, определяемый из соотношения:

$$d_3 = \frac{4f}{\Pi}, \quad (2.85)$$

f – живое сечение газохода, м²; Π – смоченный периметр, м; λ – коэффициент трения, который определяется в зависимости от величины критерия Рейнольдса. При $Re < 100000$

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}, \quad (2.86)$$

при $Re > 100000$

$$\lambda = \frac{0,857}{(\lg Re)^{2,4}}. \quad (2.87)$$

Потери напора на местных сопротивлениях (шиберы, повороты, расширение, сужение и т.д.) находятся по формуле:

$$\Delta P_{\text{м.с.}} = \sum \xi_{\text{м.с.}} \frac{w^2 \rho}{2}. \quad (2.88)$$

Скорость газов в газоходах рекомендуют принимать до 5-6 м/с, а для печей большой производительности – не выше 10 м/с. Коэффициенты местных сопротивлений $\zeta_{\text{м.с.}}$ определяются по справочникам, например [12].

Высота дымовой трубы определяется по формуле:

$$H = \frac{\Delta P_{\text{общ}}}{g(\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{д.г.}})}. \quad (2.89)$$

Диаметр дымовой трубы определяется исходя из объема газов V и допустимой скорости в трубе W ; при естественной тяге эта скорость принимается равной 4 - 8 м/с, а при искусственной тяге 8-16 м/с.

$$D = \sqrt{\frac{4V_{\text{пс}}}{n_{\text{т}}\pi W}}, \quad (2.90)$$

где $n_{\text{т}}$ – число дымовых труб; V – объемный расход продуктов сгорания при температуре t_{yx} .

$$V_{\text{пс}} = \frac{B(\alpha_{\text{б}} \cdot L_0 + 1)}{3600 \cdot \rho'_{\text{п.с.}}}, \quad (2.91)$$

где $\alpha_{\text{б}}$ – коэффициент избытка воздуха в борове; $\rho'_{\text{п.с.}}$ – плотность дымовых газов при температуре t_{yx} .

3. Пример расчета трубчатой печи

Задание 1. Выбрать тип и подобрать типоразмер трубчатой печи, используемой для нагрева и частичного испарения нефти. Произвести технологический и гидравлический расчет выбранной печи. Производительность печи по нефти $G_c = 21,1$ кг/с, температура сырья на входе в печь $t_{вх} = 300$ °С, на выходе из печи $t_{вых} = 420$ °С. Доля отгона (испарения) $e = 30\%$. Топливо газообразное следующего состава: $H_2 = 2,6\%$; $CH_4 = 33,4\%$; $C_2H_6 = 47,3\%$; $C_3H_8 = 7,7\%$; $C_4H_{10} = 8\%$; $N_2 = 1,0\%$.

I. Расчет процесса горения топлива

1. Количество тепла, выделяющегося при сжигании 1 м^3 газового топлива:

$$Q_H^P = \sum_{i=1}^n y_i Q_i^P = 0,026 \cdot 10800 + 0,334 \cdot 35840 + 0,473 \cdot 63800 + \\ + 0,077 \cdot 91320 + 0,08 \cdot 113500 = 58540 \text{ кДж / м}^3.$$

2. Средняя молекулярная масса топлива:

$$M_T = \sum_{i=1}^n y_i M_i = 0,026 \cdot 2 + 0,334 \cdot 16 + 0,473 \cdot 30 + 0,077 \cdot 44 + \\ + 0,08 \cdot 58 + 0,01 \cdot 28 = 27,894 \text{ кг / кмоль.}$$

3. Плотность топливного газа при нормальных условиях:

$$\rho_T = M_T / 22,4 = 27,894 / 22,4 = 1,245 \text{ кг/м}^3.$$

4. Количество тепла, выделяющегося при сгорании 1 кг топлива:

$$\bar{Q}_H^P = Q_H^P / \rho_T = 58540 / 1,245 = 47020 \text{ кДж/кг.}$$

5. Элементарный состав газообразного топлива:

$$C = \frac{12}{M_T} \sum_{i=1}^n n_{C_i} y_i = \frac{12}{27,894} (1 \cdot 33,4 + 2 \cdot 47,3 + 3 \cdot 7,7 + 4 \cdot 8) = 78,8 \text{ мас. \%}$$

$$H = \frac{1}{M_T} \sum_{i=1}^n n_{H_i} y_i = \frac{1}{27,894} (2 \cdot 2,6 + 4 \cdot 33,4 + 6 \cdot 47,3 + 8 \cdot 7,7 + 10 \cdot 8) = 20,2 \text{ мас. \%}$$

$$N = \frac{14}{M_T} \sum_{i=1}^n n_{N_i} y_i = \frac{14}{27,894} \cdot 2 \cdot 1,0 = 1 \text{ мас. \%}$$

$$C + H + N = 78,8 + 20,2 + 1,0 = 100 \text{ мас. \%}$$

6. Теоретическое количество воздуха, необходимого для сгорания 1 кг топлива:

$$L_0 = 0,115C + 0,345H + 0,043(S - O) = 0,115 \cdot 78,8 + 0,345 \cdot 20,2 = 16,03 \text{ кг/кг.}$$

7. Примем коэффициент избытка воздуха $\alpha=1,15$. Тогда фактический расход воздуха:

$$L = \alpha L_0 = 1,15 \cdot 16,03 = 18,43 \text{ кг / кг.}$$

8. Объёмный расход воздуха при нормальных физических условиях:

$$V=L/\rho_0=18,43/1,293=14,25 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

9. Количество газов, образующихся при сгорании 1 кг топлива:

$$m_{\text{CO}_2} = 0,03667C = 0,03667 \cdot 78,8 = 2,889 \text{ кг/кг,}$$

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = 0,09H + 0,01W = 0,09 \cdot 20,2 + 0,01 \cdot 0 = 1,818 \text{ кг/кг,}$$

$$m_{\text{O}_2} = 0,232L_0(\alpha - 1) = 0,232 \cdot 16,03 \cdot (1,15 - 1) = 0,556 \text{ кг/кг,}$$

$$m_{\text{N}_2} = 0,768\alpha L_0 + 0,01N_2 = 0,768 \cdot 1,15 \cdot 16,03 + 0,01 \cdot 1,0 = 14,164 \text{ кг/кг.}$$

10. Общее количество продуктов сгорания, образующихся при сжигании 1 кг топлива:

$$G_{\text{пс}} = m_{\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{O}_2} + m_{\text{N}_2} = 2,889 + 1,818 + 0,556 + 14,164 = 19,427 \text{ кг/кг}$$

или $G_{\text{пс}} = 1 + L = 1 + 18,43 = 19,43 \text{ кг/кг.}$

11. Объёмный состав продуктов сгорания на 1 кг топлива при нормальных условиях:

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{22,4m_{\text{CO}_2}}{M_{\text{CO}_2}} = \frac{22,4 \cdot 2,889}{44} = 1,471 \text{ м}^3/\text{кг,}$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{22,4m_{\text{H}_2\text{O}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{22,4 \cdot 1,818}{18} = 2,262 \text{ м}^3/\text{кг,}$$

$$V_{\text{O}_2} = \frac{22,4m_{\text{O}_2}}{M_{\text{O}_2}} = \frac{22,4 \cdot 0,556}{32} = 0,389 \text{ м}^3/\text{кг,}$$

$$V_{\text{N}_2} = \frac{22,4m_{\text{N}_2}}{M_{\text{N}_2}} = \frac{22,4 \cdot 14,164}{28} = 11,331 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

12. Суммарный объём продуктов сгорания:

$$V_{\text{пс}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} = 1,471 + 2,262 + 0,389 + 11,331 = 15,453 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

13. Плотность дымовых газов при нормальных условиях:

$$\rho_{\text{пс}} = \frac{G_{\text{пс}}}{V_{\text{пс}}} = \frac{19,43}{15,45} = 1,257 \text{ кг/м}^3.$$

II. Определение тепловой нагрузки и КПД печи, часового расхода топлива

1. Энтальпия паров нефтепродуктов на выходе из печи:

$$i_{\text{ВЫХ}}^{\text{П}} = \left[\left(50,2 + 0,109t_{\text{ВЫХ}} + 0,00014t_{\text{ВЫХ}}^2 \right) \left(3,992 - 0,9952\rho_4^{20} \right) - 73,4 \right] 4,1868 =$$

$$= \left[\left(50,2 + 0,109 \cdot 420 + 0,00014 \cdot 420^2 \right) \left(3,992 - 0,9952 \cdot 0,8 \right) - 73,4 \right] 4,1868 =$$

$$= 1307 \text{ кДж/кг.}$$

2. Энтальпия нефти на входе в печь:

$$i_{\text{ВХ}}^{\text{Ж}} = \frac{0,403t_{\text{ВХ}} + 0,000405t_{\text{ВХ}}^2}{\sqrt{0,9952\rho_4^{20} + 0,00806}} 4,1868 = \frac{0,403 \cdot 300 + 0,000405 \cdot 300^2}{\sqrt{0,9952 \cdot 0,9 + 0,00806}} 4,1868 =$$

$$= 693 \text{ кДж/кг}$$

и выходе из печи:

$$i_{\text{ВЫХ}}^{\text{Ж}} = \frac{0,403t_{\text{ВЫХ}} + 0,000405t_{\text{ВЫХ}}^2}{\sqrt{0,9952\rho_4^{20} + 0,00806}} 4,1868 = \frac{0,403 \cdot 420 + 0,000405 \cdot 420^2}{\sqrt{0,9952 \cdot 0,9 + 0,00806}} 4,1868 =$$

$$= 1060 \text{ кДж/кг.}$$

3. Полезная тепловая нагрузка печи:

$$Q_{\text{полезн}} = G_c \left[e \cdot i_{\text{ВЫХ}}^{\text{П}} + (1 - e) i_{\text{ВЫХ}}^{\text{Ж}} - i_{\text{ВХ}}^{\text{Ж}} \right] = 21,1 \cdot \left[0,3 \cdot 1307 + (1 - 0,3) 1060 - 693 \right] =$$

$$= 9307 \text{ кВт} = 9,307 \text{ МВт.}$$

4. Принимаем температуру дымовых газов, уходящих из печи, на $100 \div 150$ °С выше температуры сырья на входе в печь:

$$t_{\text{УХ}} = t_{\text{ВХ}}^* + (100 \div 150) = 300 + 100 = 400 \text{ °С} = 673 \text{ К.}$$

5. При температуре $t_{\text{УХ}}$ определяем теплоемкости компонентов дымовых газов $C_{p_{\text{CO}_2}}$, $C_{p_{\text{H}_2\text{O}}}$, $C_{p_{\text{O}_2}}$, $C_{p_{\text{N}_2}}$.

6. Энтальпия уходящих из печи дымовых газов:

$$I_{\text{УХ}} = \left(m_{\text{CO}_2} C_{p_{\text{CO}_2}} + m_{\text{H}_2\text{O}} C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} + m_{\text{O}_2} C_{p_{\text{O}_2}} + m_{\text{N}_2} C_{p_{\text{N}_2}} \right) t_{\text{УХ}} =$$

$$= \left(2,889 \cdot 0,9877 + 1,818 \cdot 1,9477 + 0,556 \cdot 0,9651 + 14,164 \cdot 1,0567 \right) \cdot 400 =$$

$$= 8745,72 \text{ кДж/кг.}$$

7. Потери тела с уходящими из печи дымовыми газами:

$$q_{\text{УХ}} = \frac{I_{\text{УХ}}}{\frac{P}{Q_{\text{Н}}}} = \frac{8745,72}{47020} = 0,186.$$

8. Потери тепла в окружающую среду принимаем $q_{\text{пот}} = 0,08$.

9. Коэффициент полезного действия печи:

$$\eta_{\text{п}} = 1 - q_{\text{УХ}} - q_{\text{пот}} = 1 - 0,186 - 0,08 = 0,734 = 73,4 \text{ \%}.$$

10. Полная тепловая нагрузка печи (теплопроизводительность):

$$Q_{\text{Т}} = \frac{Q_{\text{полезн}}}{\eta_{\text{п}}} = \frac{9307}{0,734} = 12680 \text{ кВт} = 12,68 \text{ МВт.}$$

11. Часовой расход топлива:

$$B = \frac{Q_T}{Q_H} = \frac{12680}{47020} = 0,27 \text{ кг/с} = 970,8 \text{ кг/ч.}$$

III. Выбор типоразмера трубчатой печи

Выбор типоразмера трубчатой печи осуществляем по табл. 1.3-1.11 в зависимости от ее назначения, теплопроизводительности и вида используемого топлива. В нашем случае назначение печи – нагрев и частичное испарение нефти, теплопроизводительность составляет $Q_T=12,68$ МВт, а топливом является газ. На газовом топливе работают печи типа Б и ЗР, поэтому для выбора типоразмера печи используем табл. 1.5 и 1.7. Ближайшее значение теплопроизводительности $Q_T=12,8$ МВт, но большее, чем расчетное, имеет печь типа ЗР2₆¹⁵⁰. Характеристики выбранной печи представим в виде табл. 3.1.

Таблица 3.1

Показатель	ЗР2 ₆ ¹⁵⁰
Радиантные трубы:	
Поверхность нагрева, м ²	150
Рабочая длина, м	6
Теплопроизводительность, МВт (при среднедопускаемом теплонапряжении радиантных труб 58,2 кВт/м ²)	12,80
Габаритные размеры (с площадками для обслуживания), м:	
Длина	12,6
Ширина	6,55
Высота	14,37
Масса, т:	
Металла печи (без змеевика)	43
Футеровки	52

IV. Расчёт радиантной камеры

1. Поскольку наша печь предназначена для нагрева нефти, то согласно рекомендациям, изложенным в главе 2, принимаем температуру дымовых газов, покидающих топку, $t_n=700$ °С.

$$T_n = t_n + 273 = 700 + 273 = 973 \text{ К.}$$

2. При температуре t_n определяем теплоемкости компонентов дымовых газов C_{pCO_2} , C_{pH_2O} , C_{pO_2} , C_{pN_2} по табл. 3 приложения.

3. Определяем энтальпию продуктов сгорания при температуре дымовых газов t_n , покидающих топку:

$$I_{t_{\Pi}} = t_{\Pi} \sum m_i C_{p_i} = t_{\Pi} (m_{CO_2} C_{CO_2} + m_{H_2O} C_{H_2O} + m_{O_2} C_{O_2} + m_{N_2} C_{N_2}) =$$

$$= 700 \cdot (2,889 \cdot 1,0639 + 1,818 \cdot 2,0419 + 0,556 \cdot 1,0048 + 14,164 \cdot 1,0869) =$$

$$= 700 \cdot 22,743 = 15920 \text{ кДж/кг.}$$

4. Определяем соответствующее этой температуре количество теплоты, воспринимаемой сырьем в радиантных трубах, принимая КПД топки $\eta_T = 0,95$:

$$Q_p = V(\bar{Q}_H \eta_T - I_{t_{\Pi}}) = 0,27(47020 \cdot 0,95 - 15920) = 7762 \text{ кВт.}$$

5. Согласно табл. 1.5 рекомендуемое значение теплонапряженности поверхности нагрева радиантных труб для печей этого типа составляет $q_p = 58,2$ кВт/м². Используя это значение, вычислим необходимую поверхность нагрева радиантных труб:

$$H_p = \frac{Q_p}{q_p} = \frac{7762}{58,2} = 133 \text{ м}^2.$$

6. Для выбранного нами типоразмера печи ЗР2₆¹⁵⁰ поверхность нагрева составляет 150 м², поэтому её хватит с запасом.

7. Вычисляем энтальпию нагреваемого потока при выходе из конвекционных труб:

$$i_{t_k}^{\text{ж}} = i_{\text{вх}}^{\text{ж}} + \frac{Q_{\text{полезн}} - Q_p}{G_c} = 693 + \frac{9307 - 7762}{21,1} = 766 \text{ кДж/кг.}$$

8. По найденному значению $I_{t_k}^{\text{ж}}$ по табл. 1 приложения определяем температура сырья, покидающего трубы камеры конвекции $T_k = 598$ К.

9. Определяем среднюю температуру наружной поверхности радиантных труб:

$$T_{\text{ст}} = \frac{T_k + T_{\text{вых}}}{2} + \Delta = \frac{598 + 693}{2} + 70 = 715,5.$$

10. Коэффициент теплоотдачи свободной конвекцией от дымовых газов к радиантным трубам:

$$\alpha_k = 2,14 \sqrt[4]{T_{\Pi} - T_{\text{ст}}} = 2,14 \sqrt[4]{973 - 715,5} = 8,41 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}.$$

11. Теплонапряженность поверхности радиантных труб, приходящаяся на долю свободной конвекции:

$$q_{p.k.} = \alpha_k (T_{\Pi} - T_{\text{ст}}) = 8,41(973 - 715,5) = 2165,58 \text{ Вт/м}^2 = 2,165 \text{ кВт/м}^2.$$

12. По табл. 5 и 6 приложения определяем: $\psi = 1,5$, $H_p/H_s = 2,9$.

13. Вычисляем температуру дымовых газов:

$$T_{\pi} = 100 \sqrt[4]{\frac{1}{\psi} \left[\frac{H_p}{C_s H_s} (q_p - q_{pk}) + \left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 \right]} =$$

$$= 100 \sqrt[4]{\frac{1}{1,5} \left[\frac{2,9}{5,67} (58200 - 2165) + \left(\frac{715,5}{100} \right)^4 \right]} = 1201 \text{ К.}$$

Как видим, рассчитанная T_{π} не совпадает со значением, принятым в начале расчета. Следовательно, расчет повторяем, принимая $T_{\pi}=1201$ К. Результаты расчетов представлены в табл. 3.2. Значения T_{π} на двух итерациях близки, вычислим их относительное отклонение:

$$\varepsilon = \frac{1213 - 1201}{1213} 100\% = 0,98\% .$$

Таблица 3.2

Номер итерации	T_{π} заданное, К	$I_{t_{\pi}}$, кДж/кг	Q_p , кВт	H_p , м ²	$I_{t_k}^j$, кДж/кг	T_k , К	α_k , $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$	$q_{p.k.}$, кВт/м ²	T_{π} расчетное, К
1	973	15920	7762	133	766	598	8,41	2165	1201
2	1201	20300	6580	113	835,5	618	9,81	4659	1213

Расхождение температур ε не превышает 2 %, поэтому принимаем $T_{\pi}=1213$ К, $t_{\pi}=940$ °С

Фактическое значение теплонапряженности радиантных труб:

$$q_p = \frac{Q_p}{H_p} = \frac{6580}{150} = 43,87 \text{ кВт/м}^2 < 58 \text{ кВт/м}^2.$$

V. Расчет диаметра печных труб

1. Примем относительную плотность нефти $\rho_4^{20}=0,9$, находим температурную поправку:

$$\gamma = 0,001828 - 0,00132\rho_4^{20} = 0,001828 - 0,00132 \cdot 0,9 = 0,00064 .$$

2. Определяем плотность нефти при её средней температуре в печи $t_{cp}=360$ °С:

$$\rho_t = \left(\rho_4^{20} - \gamma(t_{cp} - 20) \right) 1000 = \left(0,9 - 0,00064(360 - 20) \right) 1000 = 682 \text{ кг/м}^3.$$

3. Находим объемный расход нагреваемого продукта:

$$V_c = \frac{G_c}{\rho_t} = \frac{21,1}{682} 0,031 \text{ м}^3/\text{с}.$$

4. Задаемся скоростью движения нефтепродукта в трубах $w=2$ м/с и числом параллельных потоков $n=1$. Определяем диаметр труб:

$$d = \sqrt{\frac{4V_c}{\pi \cdot n \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,031}{3,14 \cdot 1 \cdot 2}} = 0,140 \text{ м.}$$

По табл. 7 приложения выбираем стандартные трубы с ближайшим к рассчитанному диаметром. Размеры стандартных труб: диаметр $d=0,152$ м, толщина стенки $\delta=0,008$ м, расстояние между осями труб $S_1=0.275$ м.

VI. Расчет конвекционной камеры

1. Определяется тепловая нагрузка камеры конвекции:

$$Q_k = Q_{\text{полезн}} - Q_p = 9307 - 6580 = 2727 \text{ кВт.}$$

2. Температура сырья на выходе из труб конвекции определена ранее (см. табл. 3.2). $T_k=618$ К, $t_k=345$ °С.

3. Составляем температурную схему теплообмена в конвекционной камере:

$$t_{\text{п}} = 940^\circ\text{С} \xrightarrow{\text{Дымовые газы}} t_{\text{yx}} = 400^\circ\text{С}$$

$$t_{\text{вых}} = 420^\circ\text{С} \xleftarrow{\text{Нефть}} t_{\text{вх}} = 300^\circ\text{С}$$

Определяем значения движущей силы на концах трубного змеевика:

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{п}} - t_{\text{вых}} = 940 - 420 = 520^\circ\text{С}, \quad \Delta t_{\text{м}} = t_{\text{yx}} - t_{\text{вх}} = 400 - 300 = 100^\circ\text{С.}$$

Определяем среднее значение движущей силы:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{520 - 100}{\ln \frac{520}{100}} = 255^\circ\text{С.}$$

4. Находим среднюю температуру дымовых газов:

$$t_{\text{г.ср.}} = \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{yx}}}{\ln \frac{t_{\text{п}}}{t_{\text{yx}}}} = \frac{940 - 400}{\ln \frac{940}{400}} = 632^\circ\text{С.}$$

5. Задаемся конструктивными характеристиками пучка конвективных труб: расположение труб шахматное, число труб в горизонтальном ряду $n_1=6$. Диаметр и расстояние между осями труб были рассчитаны выше.

6. Ширина камеры конвекции:

$$a_k = (n_1 - 1)S_1 + 0,05 + d_n = (6 - 1)0,275 + 0,05 + 0,152 = 1,577 \text{ м.}$$

7. Величина живого сечения камеры конвекции:

$$f_k = (a_k - n_1 d_n) L_{\text{полезн}} = (1,577 - 6 \cdot 0,152) \cdot 6 = 3,99 \text{ м}^2.$$

8. Секундный расход дымовых газов:

$$G'_{\text{гс}} = G_{\text{гс}} V = 19,43 \cdot 0,27 = 5,25 \text{ кг/с.}$$

9. Массовая скорость движения дымовых газов:

$$U = \frac{G'_{\text{пс}}}{f_k} = \frac{5,25}{3,99} = 1,316 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2\text{с}}$$

10. Коэффициент теплоотдачи за счет вынужденной конвекции:

$$\alpha_k = 0,35E \frac{U^{0,6}}{d_H^{0,4}} = 0,35 \cdot 22,6 \cdot \frac{1,316^{0,6}}{0,152^{0,4}} = 19,815 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Коэффициент E определили по графику рис. 2.1 в зависимости от температуры дымовых газов $t_{\text{г.ср.}}$.

11. Определяем коэффициент теплоотдачи излучением:

$$\alpha_{\text{л}} = 0,0256 \cdot t_{\text{г.ср.}} - 2,33 = 0,0256 \cdot 632 - 2,33 = 13,85 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

12. Определяем коэффициент теплопередачи:

$$K = 1,1(\alpha_k + \alpha_{\text{л}}) = 1,1(19,815 + 13,850) = 37,03 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

13. Определяем необходимую площадь поверхности нагрева конвекционных труб:

$$H_k = \frac{Q_k}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{2727000}{37,03 \cdot 255} = 288,8 \text{ м}^2.$$

14. Находим число труб в конвекционной камере:

$$n_k = \frac{H_k}{\pi \cdot d \cdot L_{\text{полезн}}} = \frac{288,8}{3,14 \cdot 0,152 \cdot 6} = 100,85.$$

Принимаем $n_k=101$.

15. Определяем теплонапряженность конвекционных труб:

$$q_k = \frac{Q_k}{H_k} = \frac{2727}{288,8} = 9,44 \text{ кВт}/\text{м}^2,$$

что укладывается в нормы теплонапряженностей для конвекционных труб нагревательных печей.

VII. Гидравлический расчет змеевика трубчатой печи

1. Задаемся давлением в начале участка испарения $P_{\text{и}} = 14 \text{ ат} = 1,4 \text{ МПа}$, и по зависимости $P_{\text{и}} = f(t_{\text{и}})$ (рис. П2) находим температуру начала испарения продукта $t_{\text{и}}$, соответствующую этому давлению: $t_{\text{и}} = 380 \text{ }^\circ\text{C}$.

2. Энтальпия сырья (нефти) при температуре $260 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$i_{t_{\text{и}}}^{\text{ж}} = \frac{0,403 \cdot 380 + 0,000405 \cdot 380^2}{\sqrt{0,9952 \cdot 0,9 + 0,00806}} \cdot 4,1868 = 932 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

3. Общее число радиантных труб:

$$N_p = \frac{N_p}{\pi d L_p} = \frac{150}{3,14 \cdot 0,152 \cdot 6} = 52,38 \approx 53.$$

4. Число радиантных труб, приходящихся на один поток:

$$n_p = N_p / 2 = 53 / 2 = 26,5 \approx 27.$$

5. Эквивалентная длина радиантных труб (для одного потока):

$$L_{\text{э}} = n_p \cdot L_{\text{тр}} + (n_p - 1)k \cdot d = 27 \cdot 6 + (27 - 1) \cdot 30 \cdot 0,152 = 281 \text{ м.}$$

6. Энтальпия парожидкостной смеси на выходе из змеевика печи:

$$i_{t_{\text{ВЫХ}}}^{\text{см}} = e \cdot i_{\text{ВЫХ}}^{\text{п}} + (1 - e) i_{\text{ВЫХ}}^{\text{ж}} = 0,3 \cdot 1307 + (1 - 0,3) 1060 = 1134 \text{ кДж/кг.}$$

7. Расчетная длина участка испарения:

$$L_{\text{и}} = \frac{i_{t_{\text{ВЫХ}}}^{\text{см}} - i_{t_{\text{и}}}^{\text{ж}}}{i_{t_{\text{ВЫХ}}}^{\text{см}} - i_{t_{\text{к}}}^{\text{ж}}} L_{\text{э}} = \frac{1134 - 932}{1134 - 766} \cdot 281 = 154 \text{ м.}$$

8. Секундный расход сырья по одному потоку:

$$G_1 = \frac{G_{\text{с}}}{2} = \frac{21,1}{2} = 10,55 \text{ кг/с.}$$

9. Средняя температура сырья на участке испарения:

$$t_{\text{ср.и.}} = \frac{t_{\text{и}} + t_{\text{ВЫХ}}}{2} = \frac{380 + 420}{2} = 400 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

10. Определяем расчетные параметры А и В, принимая $\frac{1}{\rho_{\text{п}}} = 3500$:

$$A = \frac{0,83 \cdot \lambda \cdot G_1^2}{\rho_{\text{ж}} d^5} = \frac{0,83 \cdot 0,03 \cdot 10,55^2}{682 \cdot 0,152^5} = 50.$$

$$B = \frac{A \cdot e \cdot \rho_{\text{ж}}}{L_{\text{и}} \cdot \rho_{\text{п}}} = \frac{50 \cdot 0,3 \cdot 682 \cdot 3500}{154} = 2,325 \cdot 10^5.$$

11. Зададимся давлением сырья на выходе из змеевика печи $P_{\text{к}} = 1,5 \cdot 10^5$ Па. Тогда давление в начале участка испарения:

$$P_{\text{и}} = \sqrt{P_{\text{к}}^2 + A \cdot L_{\text{и}} \cdot P_{\text{к}} + B \cdot L_{\text{и}}^2} = \sqrt{1,5^2 \cdot 10^{10} + 50 \cdot 154 \cdot 1,5 \cdot 10^5 + 2,325 \cdot 10^5 \cdot 154^2} = 1,478 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Полученное значение близко к принятому, поэтому перерасчета не производим.

12. Теперь можем рассчитать потери напора на участке испарения:

$$\Delta P_{\text{и}} = P_{\text{и}} - P_{\text{к}} = 1,478 - 0,15 = 1,328 \text{ МПа.}$$

13. Длина участка нагрева камеры радиации:

$$L_{\text{н}}^{\text{п}} = L_{\text{э}} - L_{\text{и}} = 281 - 154 = 127 \text{ м.}$$

14. Средняя температура сырья в радиантных трубах:

$$t_{\text{ср}}^{\text{нагр}} = \frac{t_{\text{к}} + t_{\text{вых}}}{2} = \frac{345 + 420}{2} = 382,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

15. Плотность продукта при средней температуре на участке нагрева радиантных труб:

$$\rho_{382,5} = (0,9 - 0,00064(382,5 - 20))1000 = 668 \text{ кг/м}^3.$$

16. Массовая скорость продукта в радиантных и в конвекционных трубах (в случае одинакового размера труб) на один поток:

$$u = \frac{G_1}{0,785d^2} = \frac{10,55}{0,785 \cdot 0,152^2} = 581,7 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

17. Потери напора в радиантных трубах:

$$\Delta P_{\text{н}}^{\text{р}} = \lambda \frac{L_{\text{н}}^{\text{р}} u^2}{d \cdot 2\rho} = 0,03 \frac{127 \cdot 581,7^2}{0,152 \cdot 2 \cdot 668} = 6349 \text{ Па}.$$

18. Длина участка нагрева камеры конвекции

$$L_{\text{н}}^{\text{к}} = \frac{n_{\text{к}}}{2} \cdot L_{\text{тр}} + \left(\frac{n_{\text{к}}}{2} - 1 \right) k \cdot d = \frac{101}{2} \cdot 6 + \left(\frac{101}{2} - 1 \right) \cdot 30 \cdot 0,152 = 529 \text{ м}.$$

19. Средняя температура сырья в конвекционных трубах:

$$t_{\text{ср}}^{\text{нагр}} = \frac{t_{\text{к}} + t_{\text{вх}}}{2} = \frac{345 + 300}{2} = 322,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

20. Плотность продукта при средней температуре на участке нагрева радиантных труб:

$$\rho_{322,5} = (0,9 - 0,00064(322,5 - 20))1000 = 706 \text{ кг/м}^3.$$

21. Потери напора в конвекционных трубах:

$$\Delta P_{\text{н}}^{\text{к}} = \lambda \frac{L_{\text{н}}^{\text{к}} u^2}{d \cdot 2\rho} = 0,03 \frac{529 \cdot 581,7^2}{0,152 \cdot 2 \cdot 706} = 25020 \text{ Па}.$$

22. Статический напор в змеевике печи:

$$\Delta P_{\text{ст}} = h\rho_{\text{ж}}g = 9 \cdot 682 \cdot 9,81 = 60214 \text{ Па}.$$

23. Давление сырья на входе в печь:

$$P_{\text{вых}} = P_{\text{вх}} + \Delta P_{\text{и}} + \Delta P_{\text{н}}^{\text{р}} + \Delta P_{\text{н}}^{\text{к}} + \Delta P_{\text{ст}} = 150000 + 1328000 + 6349 + 25020 + 60214 = 1569583 \text{ Па} = 1,57 \text{ МПа}.$$

VIII. Газовое сопротивление и тяга

1. Плотность дымовых газов при температуре t_{yx} :

$$\rho'_{\text{п.с.}} = \rho_{\text{пс}} \frac{T_0}{T_{\text{yx}}} = 1,257 \cdot \frac{273}{673} = 0,5 \text{ кг/м}^3.$$

2. Принимаем коэффициент избытка воздуха в борове $\alpha_6=1,2$, тогда объемный расход продуктов сгорания при температуре t_{yx} :

$$V = \frac{B(\alpha_6 \cdot L_0 + 1)}{3600 \cdot \rho'_{п.с.}} = \frac{970,8(1,2 \cdot 16,03 + 1)}{3600 \cdot 0,5} = 10,91 \text{ м}^3/\text{с}.$$

3. Принимаем линейную скорость газов в газоходе $w=8$ м/с.

4. Сечение газохода:

$$S = \frac{V}{w} = \frac{10,91}{8} = 1,36 \text{ м}^2.$$

Принимаем размеры борова: $a \times b = 1,1 \times 1,2$ м.

5. Средняя температура дымовых газов в камере конвекции:

$$t_{cp} = \frac{t_{п} + t_{yx}}{2} = \frac{940 + 400}{2} = 670 \text{ }^\circ\text{C}.$$

6. Плотность дымовых газов:

$$\rho_{д.г.} = \rho_{пс} \frac{T_0}{T_{cp}} = 1,257 \cdot \frac{273}{943} = 0,364 \text{ кг/м}^3.$$

7. Линейная скорость газа в свободном сечении камеры конвекции:

$$\omega = \frac{(\alpha L_0 + 1)B}{f_k \cdot \rho_{д.г.} \cdot 3600} = \frac{(1,15 \cdot 16,03 + 1)970,8}{3,99 \cdot 0,364 \cdot 3600} = 3,61 \text{ м/с}.$$

8. По номограмме рис. 2.3 при $\omega = 3,61$ м/с и $t_{cp} = 670$ °С определяем коэффициент сопротивления $K=0,08$. По рис. 2.4 определяем $\varphi_d=0,9$ и $\varphi_{ст}=1,1$. Тогда $C = \varphi_d \varphi_{ст} = 0,9 \cdot 1,1 = 0,99$.

9. Потеря напора газов при обтекании пучка конвекционных труб:

$$\Delta P = (C \cdot K \cdot (n + 1) \cdot 9,81) = (0,99 \cdot 0,08 \cdot (6 + 1) \cdot 9,81) = 5,4 \text{ Па}.$$

10. Статический напор газа:

$$\Delta P_{ст} = (\rho_{возд} - \rho_{д.г.})g \cdot h = (1,2 - 0,364)9,81 \cdot 3 = 24,6 \text{ Па}.$$

11. Сопротивление камеры конвекции:

$$\Delta P_k = \Delta P + \Delta P_{ст} = 5,4 + 24,6 = 30 \text{ Па}.$$

12. Принимаем разрежение в топочной камере $\Delta P_p = 40$ Па.

13. Эквивалентный диаметр газохода:

$$d_3 = \frac{4f}{\Pi} = \frac{2ab}{a + b} = \frac{2 \cdot 1,1 \cdot 1,2}{1,1 + 1,2} = 1,147 \text{ м}.$$

14. Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{w \cdot d_3 \cdot \rho}{\mu} = \frac{8 \cdot 1,147 \cdot 0,5}{3,6 \cdot 10^{-5}} = 127444.$$

15. Т.к. $Re > 100000$, коэффициент гидравлического сопротивления найдем по формуле:

$$\lambda = \frac{0,857}{(\lg Re)^{0,24}} = \frac{0,857}{(\lg(127444))^{0,24}} = 0,017.$$

16. Сопротивление газохода:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_3} \frac{w^2 \rho}{2} = 0,017 \frac{15}{1,147} \frac{8^2 \cdot 0,5}{2} = 3,56 \text{ Па.}$$

17. Принимаем следующие потери напора на местных сопротивлениях $\Delta P_{\text{м.с.}}$:

- в дымовой трубе 20 Па;
- в шибере 70 Па;
- на поворотах 5 Па.

18. Общее сопротивление всего газового тракта:

$$\Delta P_{\text{общ}} = \Delta P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{р}} + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с.}} = 30 + 40 + 3,56 + 70 + 20 + 5 = 168,56 \text{ Па.}$$

19. Принимаем максимальную температуру воздуха 35 °С, а температуру газов на выходе из дымовой трубы 300 °С. Находим плотности воздуха и дымовых газов при этих температурах:

$$\rho_{\text{возд}} = 1,293 \cdot \frac{273}{308} = 1,15 \text{ кг/м}^3.$$

$$\rho_{\text{возд}} = 1,26 \cdot \frac{273}{573} = 0,6 \text{ кг/м}^3.$$

20. Высота дымовой трубы:

$$H = \frac{\Delta P_{\text{общ}}}{g(\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{д.г.}})} = \frac{168,56}{9,81(1,15 - 0,6)} = 31,2 \text{ м.}$$

Задание 2. Рассчитать процесс горения жидкого топлива. Топливо – мазут следующего состава: С=84 %; Н=12 %; S=3 %; О=1 %.

Расчет процесса горения жидкого топлива

1. Низшая теплота сгорания топлива:

$$Q_{\text{Н}}^{\text{P}} = 339\text{С} + 1030\text{Н} + 109(\text{S} - \text{O}) - 25\text{W} = 339 \cdot 84 + 1030 \cdot 12 + 109(3 - 1) = 41054 \text{ кДж/кг}$$

2. Теоретическое количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг топлива:
 $L_0 = 0,115\text{С} + 0,345\text{Н} + 0,043(\text{S} - \text{O}) = 0,115 \cdot 84 + 0,345 \cdot 12 + 0,043 \cdot (3 - 1) = 13,886 \text{ кг/кг.}$

3. Теоретически необходимый объем воздуха при нормальных условиях:

$$V_0 = 0,089\text{С} + 0,267\text{Н} + 0,033(\text{S} - \text{O}) = 0,089 \cdot 84 + 0,267 \cdot 12 + 0,033 \cdot (3 - 1) = 10,746 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

4. Действительный расход воздуха:

$$L = \alpha \cdot L_0 = 1,3 \cdot 13,886 = 18,05 \text{ кг/кг;}$$

$$V = \alpha \cdot V_0 = 1,3 \cdot 10,746 = 13,97 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

5. Состав продуктов сгорания в расчете на 1 кг топлива:

$$m_{\text{CO}_2} = 0,03667C = 0,03667 \cdot 84 = 3,08 \text{ кг/кг}.$$

Принимаем расход форсуночного пара, подаваемого на распыливание топлива, $W_\phi = 0,4 \text{ кг/кг}$, тогда:

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = 0,09H + 0,01W + W_\phi = 0,09 \cdot 12 + 0,4 = 1,48 \text{ кг/кг},$$

$$m_{\text{O}_2} = 0,232L_0(\alpha - 1) = 0,232 \cdot 13,886 \cdot (1,3 - 1) = 0,966 \text{ кг/кг},$$

$$m_{\text{N}_2} = 0,768\alpha L_0 = 0,768 \cdot 1,3 \cdot 13,886 = 13,86 \text{ кг/кг},$$

$$m_{\text{SO}_2} = 0,02S = 0,02 \cdot 3 = 0,06 \text{ кг/кг}.$$

6. Общее количество продуктов сгорания:

$$G_{\text{п.с.}} = 3,08 + 1,48 + 0,966 + 13,86 + 0,06 = 19,446 \approx 19,45 \text{ кг/кг}$$

или

$$G_{\text{п.с.}} = 1 + \alpha L_0 + W_\phi = 1 + 1,3 \cdot 13,886 + 0,4 = 19,45 \text{ кг/кг}$$

7. Объёмный состав продуктов сгорания на 1 кг топлива при нормальных условиях:

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{22,4m_{\text{CO}_2}}{M_{\text{CO}_2}} = \frac{22,4 \cdot 3,08}{44} = 1,568 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{22,4m_{\text{H}_2\text{O}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{22,4 \cdot 1,48}{18} = 1,842 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$V_{\text{O}_2} = \frac{22,4m_{\text{O}_2}}{M_{\text{O}_2}} = \frac{22,4 \cdot 0,966}{32} = 0,676 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$V_{\text{N}_2} = \frac{22,4m_{\text{N}_2}}{M_{\text{N}_2}} = \frac{22,4 \cdot 13,86}{28} = 11,09 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$V_{\text{SO}_2} = \frac{22,4m_{\text{SO}_2}}{M_{\text{SO}_2}} = \frac{22,4 \cdot 0,06}{64} = 0,021 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

8. Суммарный объём продуктов сгорания:

$$V_{\text{пс}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{SO}_2} = 1,568 + 1,842 + 0,676 + 11,09 + 0,021 = 15,197 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

9. Плотность дымовых газов при нормальных условиях:

$$\rho_{\text{пс}} = \frac{G_{\text{пс}}}{V_{\text{пс}}} = \frac{19,45}{15,197} = 1,28 \text{ кг/м}^3.$$

4. Варианты заданий для расчетных работ

Задание. Выбрать тип и подобрать типоразмер трубчатой печи, используемой для нагрева и частичного испарения нефти. Выполнить поверочный расчет трубчатой печи выбранной конструкции.

Исходные данные. Производительность печи по нефти G_c , кг/с, температура сырья на входе в печь $t_{вх}$, °С, температура сырья на выходе из печи $t_{вых}$, °С. Доля отгона (испарения) e , %. Числовые значения параметров взять в табл. 4.1 по номеру варианта, выданного преподавателем.

Вид и состав топлива выбрать по табл. 4.2 и 4.3 по номеру варианта, выданного преподавателем.

Таблица 4.1

Исходные данные для расчета трубчатых печей

Параметр	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Производительность печи по нефти G_c , кг/с	21,0	21,2	21,4	21,6	21,8	22,0	22,2	22,4	22,6	22,8
Доля отгона нефти e , %	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Температура нефти на входе в печь $t_{вх}$, °С	260	265	270	275	280	285	290	295	300	305
Температура нефти на выходе из печи $t_{вых}$, °С	380	385	390	395	400	405	410	415	420	425

Таблица 4.2

Исходные данные для расчета горения газообразного топлива

Состав топливного газа y , % об.:	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
H ₂	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	2,7	2,9	3,3	3,1	2,6
CH ₄	33,4	33,2	33,0	30,8	29,6	33,1	33,0	29,6	32,0	32,5
C ₂ H ₆	47,3	47,6	47,9	50,2	50,5	47,2	47,1	50,0	48,0	47,8
C ₃ H ₈	15,7	15,3	14,9	14,5	15,1	7,8	7,8	8,7	7,9	8,0
C ₄ H ₁₀	-	-	-	-	-	8,1	7,9	7,0	8,0	8,0
N ₂	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,1	1,3	1,4	1,0	1,1

Исходные данные для расчета горения жидкого топлива

Состав мазута, мас. %:	Номер варианта									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
С	84	85	83	84	86	86	85	82	83	84
Н	12	11	12	11	11	10	12	13	13	12,5
S	3	3	3,5	3,5	2	3	2	3,5	2,8	2,5
О	1	1	1,5	1,5	1	1	1	1,5	1,2	1

Содержание расчетной работы:

- 1) расчёт процесса горения топлива (расчет низшей теплотворной способности топлива, количества и состава продуктов сгорания, теплосодержания продуктов сгорания);
- 2) определение тепловой нагрузки и КПД печи, часового расхода топлива;
- 3) выбор типоразмера трубчатой печи (выбор производится по значению теплопроизводительности и виду используемого топлива);
- 4) расчёт радиантной камеры (расчет температуры продуктов сгорания, покидающих топку, поверхности нагрева и фактической теплонапряженности радиантных труб);
- 5) расчет диаметра печных труб;
- 6) расчёт конвекционной камеры (расчет поверхности нагрева, количества и фактической теплонапряженности конвекционных труб);
- 7) гидравлический расчет змеевика печи;
- 8) расчет газового сопротивления и тяги.

Список условных обозначений

- a_k – ширина камеры конвекции, м;
- B – часовой расход топлива, кг/ч;
- C – содержание углерода в топливе, мас. %;
- C_s – коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела, Вт/(м²К⁴);
- D – диаметр дымовой трубы, м;
- d – диаметр труб змеевика печи, м;
- e – доля отгона сырья на выходе из печи;
- f_k – площадь живого сечения камеры конвекции, м²;
- G_c – производительность печи по сырью, кг/ч;
- $G_{\text{пс}}$ – общее количество продуктов сгорания, образующихся при сжигании 1 кг топлива, кг/кг;
- H – содержание водорода в топливе, мас. %;
- H_k – поверхность нагрева конвекционных труб, м²;
- H_p – поверхность нагрева радиантных труб, м²;
- $i_{\text{вых}}^{\text{п}}$ – энтальпия паров нефтепродуктов на выходе из печи, кДж/кг;
- $i_{\text{вх}}^{\text{ж}}$ – энтальпии жидкости (сырья) на входе в печь, кДж/кг;
- $i_{\text{вых}}^{\text{ж}}$ – энтальпии жидкости (сырья) на выходе из печи, кДж/кг;
- I – энтальпия дымовых газов, кДж/кг;
- K – коэффициент теплопередачи, кВт/(м²К);
- L_0 – теоретический массовый расход воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива, кг/кг;
- L – действительный массовый расход воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива, кг/кг;
- $L_{\text{полезн}}$ – полезная длина труб, м;
- $L_{\text{тр}}$ – длина труб;
- M_T – средняя молекулярная масса топлива, кг/кмоль;
- M_i – молекулярная масса компонентов топлива, кг/кмоль;
- N – содержание азота в топливе, мас. %;
- n – число потоков;
- n_1 – число труб в одном горизонтальном ряду;
- n_k – число труб в конвекционной камере;
- O – содержание кислорода в топливе, мас. %;
- ΔP – потери напора, Па;
- Q_T – полная тепловая нагрузка печи, кВт;
- $Q_{\text{полезн}}$ – полезная тепловая нагрузка, Вт;

q – теплонапряженность поверхности нагрева, Вт/м²;
 q_p – теплонапряженность поверхности радиантных труб, Вт/м²;
 q_k – теплонапряженность поверхности конвекционных труб, Вт/м²;
 Q_H^P – объемная низшая теплотворная способность топлива, кДж/м³;
 \overline{Q}_H^P – массовая низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг;
 S – содержание серы в топливе, мас. %;
 S_1 – расстояние между осями труб;
 T_n – температура продуктов сгорания, покидающих топку, К;
 $T_{ст}$ – средняя температура наружной стенки радиантных труб, К;
 U – массовая скорость движения дымовых газов, кг/(м²·с);
 u – массовая скорость жидкости (сырья), кг/(м²·с);
 V_0 – теоретический объемный расход воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива, м³/кг;
 V – действительный объемный расход воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива, м³/кг;
 V_{nc} – суммарный объем продуктов сгорания при нормальных условиях, м³/кг;
 V_c – объемный расход нагреваемого продукта, м³/с;
 W – содержание влаги в топливе, мас. %;
 W_ϕ – расход форсуночного пара, подаваемого на распыливание жидкого топлива, кг/кг;
 w – допустимая линейная скорость продукта;
 y_i – объемная или мольная доля компонентов топлива, % об., % мольн.;
 \overline{y}_i – массовая доля компонентов топлива, мас. %;
 α – коэффициент избытка воздуха;
 ρ_r – плотность топливного газа при нормальных условиях, кг/м³;
 η_n – коэффициент полезного действия печи;
 λ – коэффициент гидравлических сопротивлений;
 ω – скорость газа, м/с.

Список литературы

1. Процессы и аппараты нефтегазопереработки и нефтехимии: учебник для вузов. - 3-е изд. / А.И. Скобло [и др.]. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2000. – 677 с.
2. Шарихин, В.В. Трубчатые печи: учеб. пособие для вузов. 3-е изд. / В.В. Шарихин, А.А. Коновалов, А.А. Скороход. – Самара: ООО «Офорт»; СамГТУ, 2005. – 444с.
3. Трубчатые печи: Каталог / сост. А.А. Казеннов, Г.В. Филатов, Ю.Д. Ханин, В.И. Мешков. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1998 г., 29 с.
4. Основное оборудование технологических установок НПЗ: учебное пособие / И.Р. Кузеев [и др.]. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2013. – 129 с.
5. Ильина Т.Ф. Трубчатые печи (конструкции, выбор, технологический расчет): учеб. пособие / Т.Ф. Ильина, Е.М. Абакачева. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2012. – 100 с.
6. Троянкин Ю.В. Проектирование и эксплуатация высокотемпературных технологических установок: учеб. пособие / Ю.В Троянкин. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 324 с.
7. Технологический расчет трубчатой печи на ЭВМ: методические указания к лабораторным и практическим занятиям, курсовому и дипломному проектированию / составитель Г.К. Зиганшин. – Уфа: Изд. УГНТУ, 1997. – 100 с.
8. Ягудин, М.Н. Тепловой и аэродинамический расчет трубчатых печей / М.Н. Ягудин. Уфа: ГУП ИНХП РБ, 2008. – 210 с.
9. Расчёты основных процессов и аппаратов нефтепереработки. Справочник / Г.Г. Рабинович [и др.]; под. ред. Е.Н. Судакова. 3-е изд. – М: Химия, 1979. – 568 с.
10. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии: учеб. для вузов / А.Г. Касаткин. – Изд. 10-е, стер., дораб. – М. : Альянс, 2004. – 750 с.
11. Исламов, М.Ш. Проектирование и эксплуатация промышленных печей / М.Ш. Исламов. – Л.: Химия, 1986. – 280 с.
12. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учеб. пособие для вузов / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – М.: ООО «РусМедиаКонсалт», 2004. – 576 с.
13. Хафизов, Ф.Ш. Давление насыщенных паров для нефтепродуктов / Ф.Ш. Хафизов, А.В. Краснов // Нефтегазовое дело, 2012. – №3. – С. 406-413.

Приложение

Таблица 1

Энтальпия нефтяных жидкостей, кДж/кг

Т,К	Относительная плотность при 288 К							
	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
273	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
283	21,14	20,39	19,68	19,05	18,51	17,96	17,50	17,04
293	42,66	41,16	39,77	38,48	37,35	36,30	35,30	34,42
303	64,67	62,34	60,21	58,28	56,56	54,93	53,51	52,15
313	87,09	83,90	81,06	78,50	76,16	74,02	72,01	70,20
323	109,90	105,93	102,33	99,06	96,09	93,41	90,81	88,61
333	133,14	128,28	123,97	119,99	116,44	113,17	110,11	107,34
343	156,80	151,10	145,99	141,35	137,12	133,27	129,67	126,42
353	180,91	174,30	168,52	163,12	158,18	153,78	149,68	145,84
363	205,36	197,95	191,21	185,14	179,57	174,59	169,94	165,59
373	230,32	221,94	214,41	207,58	201,43	195,69	190,50	185,69
383	255,66	246,35	237,98	230,48	223,53	217,25	211,43	206,95
393	281,40	271,18	261,97	253,64	246,06	239,15	232,74	226,89
403	307,60	296,43	286,38	277,29	269,00	261,42	254,43	248,01
413	334,23	322,05	311,12	301,24	292,28	284,03	276,45	269,44
423	358,81	348,09	336,28	325,61	315,89	307,02	298,81	291,25
433	388,70	374,55	361,87	350,35	339,88	330,34	321,50	313,35
443	416,59	401,43	387,82	375,51	364,29	353,99	344,57	335,84
453	444,85	428,69	414,12	401,01	389,00	378,03	367,98	358,65
463	473,57	456,36	440,87	426,89	414,16	402,44	391,72	381,80
473	502,71	484,41	467,96	453,14	439,61	427,26	415,79	405,28
483	523,27	512,84	495,44	479,70	465,38	452,32	440,18	429,05
493	562,25	541,73	523,32	506,70	491,59	477,77	464,96	453,21
503	592,85	571,00	551,70	534,19	518,24	503,67	490,19	477,78
513	623,25	600,76	580,37	561,95	545,21	529,80	515,65	502,62
523	654,82	630,83	609,43	589,92	572,50	556,55	541,52	527,80
533			638,95	618,64	600,18	583,35	567,69	553,32
543			668,80	647,57	628,23	610,60	594,65	579,18
553			699,03	676,84	656,66	638,19	621,11	605,38
563			729,68	706,52	685,46	666,20	648,33	631,91

Т, К	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
573			760,74	736,58	714,60	693,67	675,92	658,79
583			792,14	766,98	744,12	723,23	703,80	686,01
593			824,00	797,84	774,06	752,33	732,15	713,61
603			856,20	828,99	804,24	781,63	760,70	741,50
613			888,86	860,51	834,85	810,15	789,71	769,74
623			921,93	892,50	865,87	841,46	818,98	798,27
633			955,01	924,82	897,23	872,03	848,66	827,18
643			988,92	957,52	928,97	902,88	878,64	856,43
653			1023,25	990,64	961,08	934,08	909,00	886,02
663			1058,00	1024,05	993,53	965,64	939,73	915,95
673			1092,76	1057,92	1026,39	997,55	970,79	946,22
683			1127,92	1093,55	1059,51	1029,66	1002,19	976,83
693			1163,64	1127,25	1093,01	1063,07	1033,55	1007,76
703			1199,77	1162,26	1126,96	1096,10	1065,62	1034,04
713			1236,28	1197,63	1161,25	1129,43	1098,07	1070,65
723			1273,21	1233,39	1195,92	1163,18	1130,86	1102,64
733			1310,51	1269,52	1210,96	1197,26	1163,97	1134,92
743			1348,19	1306,07	1266,34	1231,67	1199,94	1167,57
753			1386,25	1342,96	1302,14	1266,47	1231,30	1198,30
763			1424,77	1380,22	1338,27	1301,63	1265,46	1233,89
773			1463,62	1417,86	1374,78	1337,14	1300,00	1267,55
783			1502,89	1455,92	1411,66	1372,98	1334,84	1301,55
793			1542,54	1494,31	1448,88	1409,19	1370,09	1335,88
803			1582,57	1533,08	1494,02	1445,79	1405,63	1370,55

Энтальпия нефтяных паров, кДж/кг

Т, К	Относительная плотность при 288 К							
	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
323	476,00	464,23	452,47	440,70	428,85	417,26	405,49	393,77
333	493,33	481,36	469,34	457,32	445,22	433,33	421,32	409,34
343	511,13	498,86	486,59	474,28	461,80	449,66	437,52	424,%
353	529,34	516,78	504,22	491,66	478,97	466,41	453,85	441,71
363	547,89	535,07	522,26	509,49	496,56	483,99	471,02	458,04
373	566,85	553,79	540,64	527,54	514,14	501,16	488,18	475,20
383	586,24	572,84	559,44	546,00	532,56	519,16	505,77	492,37
393	606,00	592,35	578,57	564,88	550,98	537,59	523,77	510,79
403	626,14	612,15	598,13	584,14	570,03	556,01	542,19	527,96
413	646,65	632,37	618,06	603,74	589,33	575,27	560,61	546,38
423	667,59	653,02	638,36	623,75	609,01	594,53	579,87	565,22
433	688,90	674,03	659,04	644,10	629,07	614,20	599,13	584,48
443	710,58	695,43	680,10	664,86	649,50	634,30	618,81	603,74
453	732,73	717,20	701,54	685,92	670,27	654,81	639,32	623,42
463	755,15	739,35	723,35	707,44	691,41	675,62	659,84	643,93
473	778,12	761,91	745,58	729,30	712,93	696,81	680,35	664,45
483	801,40	784,86	768,15	751,53	734,83	718,41	701,71	684,96
493	825,09	808,18	791,14	774,18	757,10	740,35	723,06	706,73
503	849,17	831,88	814,46	797,13	779,62	762, S0	744,83	726,83
513	873,62	855,95	838,20	820,53	802,69	785,15	767,44	749,86
523	898,44	880,44	862,31	844,27	826,06	808,14	790,05	772,05
533	923,69	905,31	886,81	868,34	850,21	831,50	813,08	794,66
543	949,36	930,52	911,63	892,84	873,91	855,20	836,10	817,68
553	975,36	956,22	936,88	917,70	896,44	879,27	860,01	840,71
563	1001,76	982,22	962,50	942,95	923,19	903,72	884,04	864,57
573	1028,61	1008,64	988,50	968,53	948,39	928,51	908,45	888,44
583	1055,78	1035,44	1014,88	994,53	973,97	953,67	933,20	912,72
593	1084,05	1063,24	1041,68	1021,49	1000,52	979,80	958,06	938,26
603	1111,39	1092,29	1068,81	1047,62	1026,39	1005,12	983,77	962,54
613	1139,77	1118,17	1096,31	1074,71	1052,90	1031,08	1009,61	987,67
623	1168,54	1146,51	1124,24	1102,22	1079,94	1057,96	1035,81	1014,88

	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
633	1197,72	1175,24	1152,50	1130,06	1107,37	1084,97	1062,36	1039,83
643	1227,28	1204,38	1181,18	1158,28	1135,17	1112,31	1089,24	1066,29
653	1257,21	1233,85	1210,24	1186,87	1163,30	1140,02	1116,49	1093,09
663	1287,57	1263,74	1239,67	1215,89	1191,86	1168,08	1144,13	1120,22
673	1318,30	1294,01	1269,48	1245,24	1220,75	1196,50	1172,97	1147,77
683	1349,41	1324,70	1299,67	1274,96	1250,01	1225,31	1200,40	1175,61
693	1381,77	1356,56	1331,03	1305,36	1280,37	1255,20	1229,79	1204,54
703	1412,84	1387,17	1461,17	1335,55	1309,63	1283,97	1258,13	1232,35
713	1445,16	1418,99	1392,49	1366,36	1339,98	1313,86	1287,53	1261,27
723	1477,86	1451,19	1424,22	1397,60	1370,72	1344,05	1317,29	1290,54
733	1510,93	1483,80	1456,30	1429,20	1401,82	1372,89	1345,60	1318,51
743	1544,39	1516,79	1488,74	1461,19	1433,31	1405,68	1377,37	1350,12
753	1578,26	1550,10	1521,61	1493,51	1465,13	1436,99	1408,69	1380,43
763	1612,55	1583,91	1554,85	1526,26	1496,91	1468,69	1439,84	1411,12
773	1647,21	1618,03	1588,47	1559,37	1529,94	1500,76	1471,41	1442,14
783	1682,26	1652,57	1622,43	1592,83	1567,45	1533,16	1503,27	1473,50
793	1717,68	1687,45	1656,80	1626,66	1595,71	1565,95	1535,55	1505,00
803	1753,52	1722,78	1691,55	1660,90	1629,88	1599,11	1568,12	1537,27
813	1782,11	1753,85	1722,49	1695,49	1663,92	1632,60	1592,74	1569,71
823	1826,37	1794,50	1762,22	1730,44	1698,33	1666,47	1637,79	1602,46

Таблица 3

Средняя удельная теплоемкость газов, C_p , кДж/(кг К)

t, °C	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	Воздух
0	0,9148	1,0392	1,0396	0,8148	1,8594	1,0036
100	0,9232	1,0404	1,0417	0,8658	1,8728	1,0061
200	0,9353	1,0434	1,0463	0,9102	1,8937	1,0115
300	0,9500	1,0488	1,0538	0,9487	1,9292	1,0191
400	0,9651	1,0567	1,0634	0,9877	1,9477	1,0283
500	0,9793	1,0660	1,0748	1,0128	1,9778	1,0387
600	0,9927	1,0760	1,0861	1,0396	2,0092	1,0496
700	1,0048	1,0869	1,0978	1,0639	2,0419	1,0605
800	1,0157	1,0974	1,1091	1,0852	2,0754	1,0710

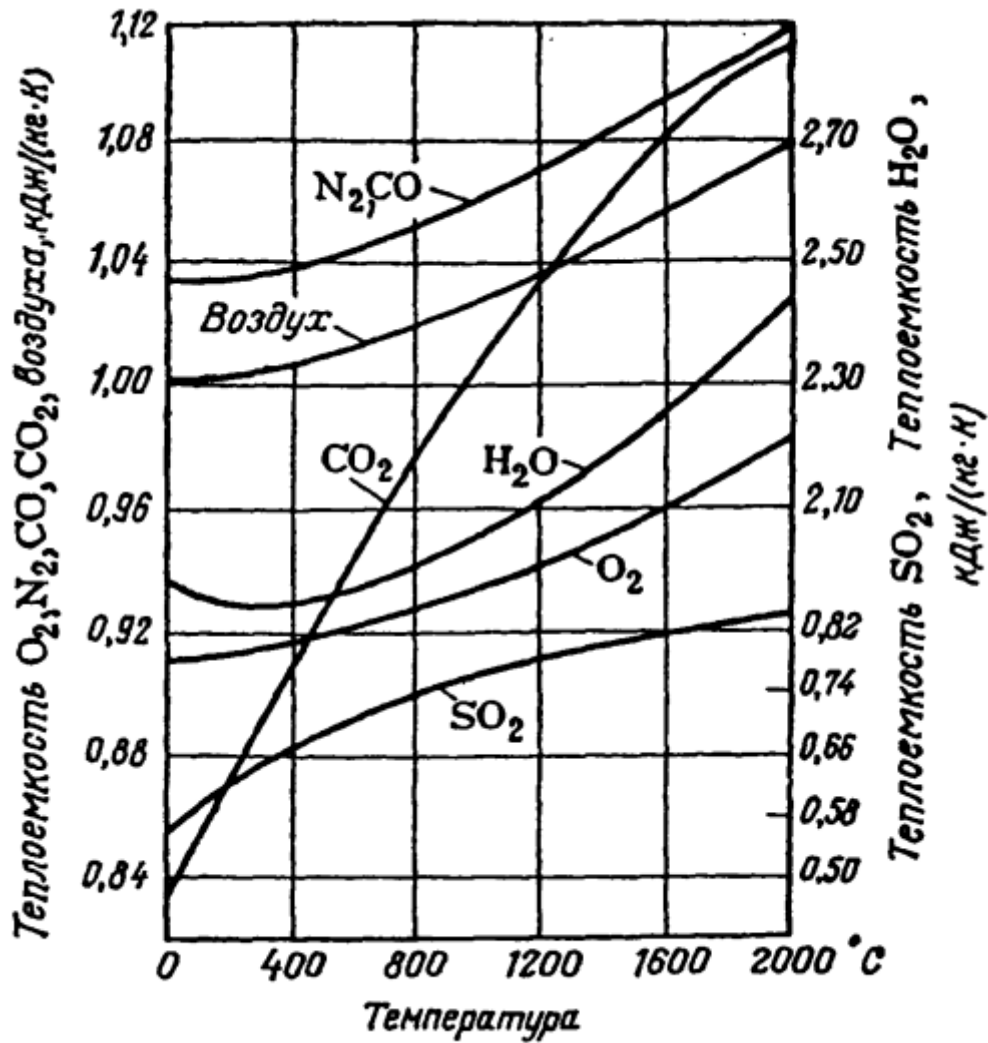


Рис. П1. График для определения средних теплоемкостей газов

Таблица 4

Среднедопустимые теплонапряженности поверхности нагрева радиантных труб q_p , кВт/м²

Вид установки	Тип трубчатой печи							
	ББ-1	ББ-2	В	ГН ГС	ЗД	ЗР	ЦД	ЦС
Атмосферная переработка нефти (АТ)	52	58	30	41	45	58	35	30
Вакуумная переработка нефти (ВТ)	33	38	20	27	30	38	27	20
Вторичная переработка нефти	56	64	35	46	51	64	46	35

Таблица 5

Значения коэффициента ψ

Тип печи	ψ
Для узкокамерных печей типов ГС, ВС, ЦС, КС со свободным факелом	1,13-1,25
Для трубчатых печей типов ГН, ЗД, ЦД, КД с настильным способом сжигания топлива: - при газообразном топливе - при жидком топливе	1,28-1,40 1,18-1,30
Для печей с излучающими стенками (печи типа ББ, ЗР)	1,40-1,60

Таблица 6

Значения N_p/N_s для печей различных типов

Вид топлива	Тип трубчатой печи						
	Б	В	ГС	ЗД ГН	ЗР	ЦД	ЦС
Газ	3,8-4,2	3,8-4,2	3,8-4,1	3,3-3,6	2,9-3,1	3,3-3,5	4,0
Мазут	-	3,3-3,4	3,3-3,6	3,0-3,3	-	3,0-3,2	3,5

Примечание: нижний предел значений N_p/N_s относится к печам с меньшей длиной.

Таблица 7

Трубы и фитинги, применяемые для трубчатых печей

Наружный диаметр трубы, м	Толщина стенки трубы, м	Шаг между осями труб, м	
		Фитинги	Ретурбенты
0,057	0,004	0,150	0,120
0,076	0,005	0,180	0,200
0,089	0,006	0,180	0,270
0,102	0,006	0,220	0,203
0,108	0,008	0,220	0,300
0,114	0,008	0,220	0,230
0,127	0,008	0,280	0,275
0,152	0,008	0,275	0,301
0,159	0,010	0,300	0,450
0,219	0,010	0,400	0,450
0,273	0,010	0,500	0,520
0,326	0,010	0,650	0,700

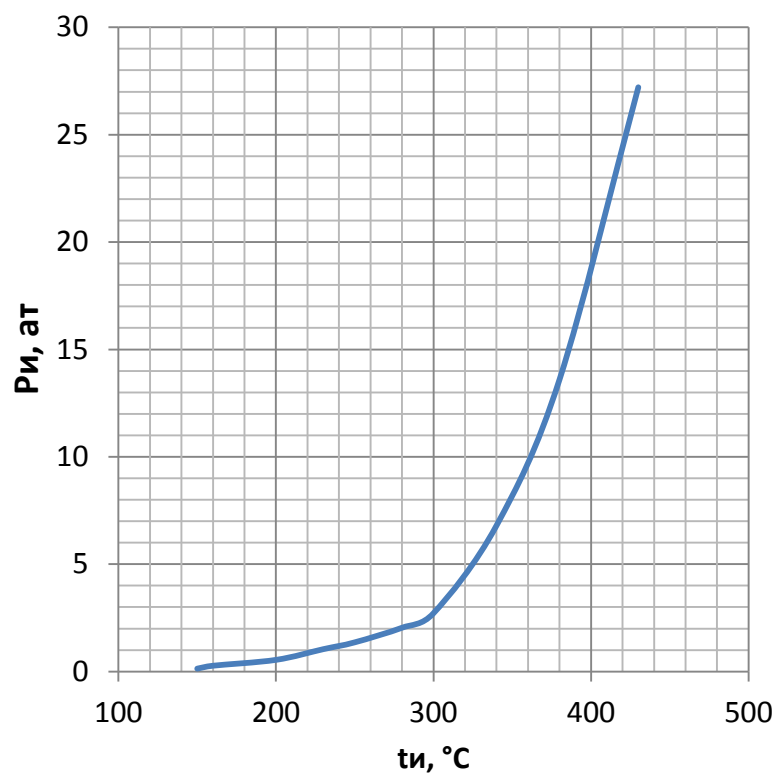


Рис. П2. График зависимости $P_u = f(t_u)$, построенный на основании данных по однократному испарению продукта

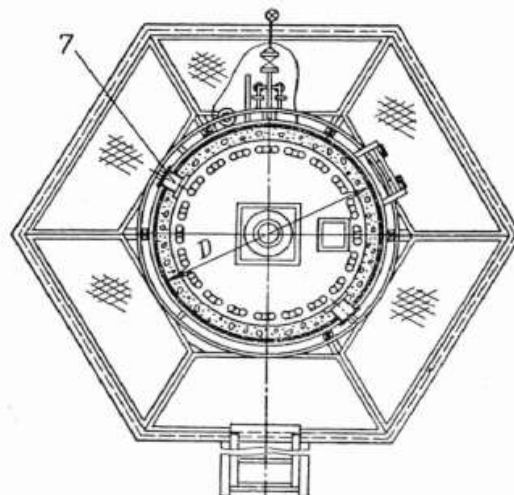
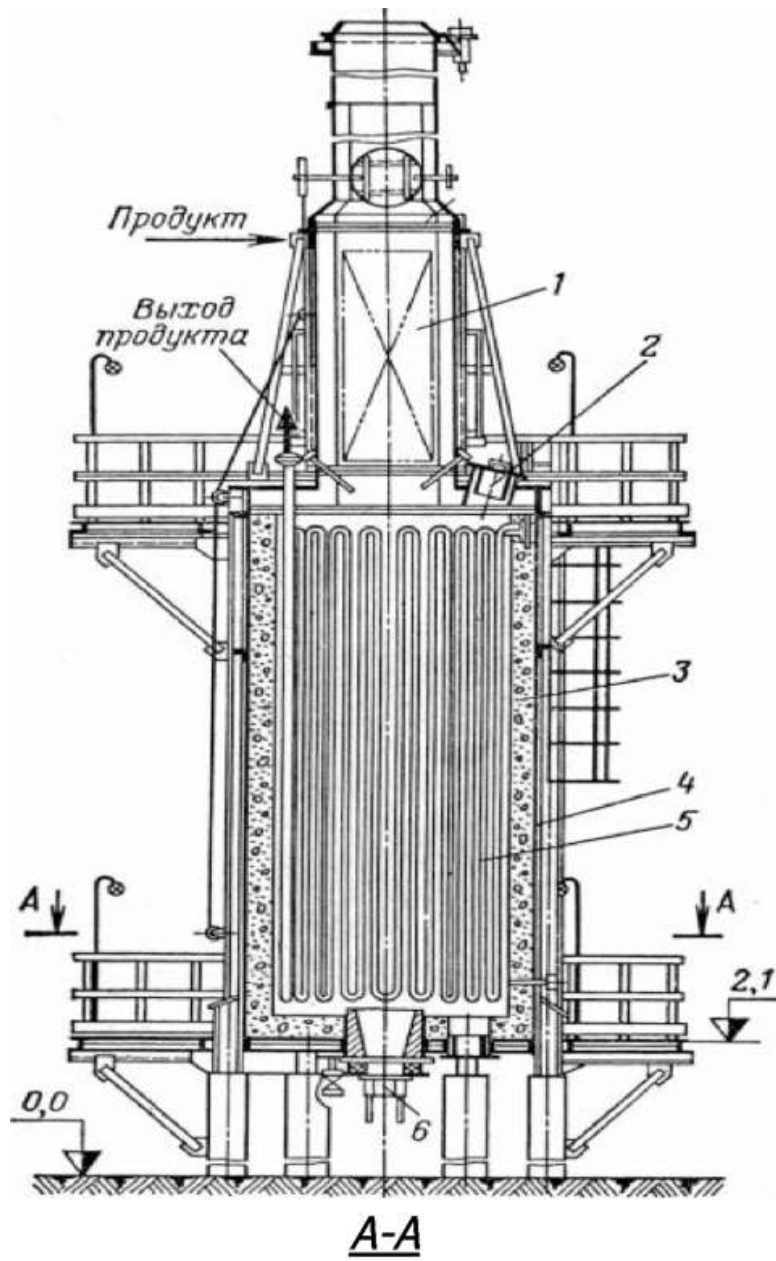


Рис. ПЗ. Конструкция трубчатой печи типа ЦС: 1 – камера конвекции; 2 – люк-лаз; 3 – футеровка; 4 – корпус; 5 – радиантный змеевик; 6 – горелка; 7 – смотровое окно

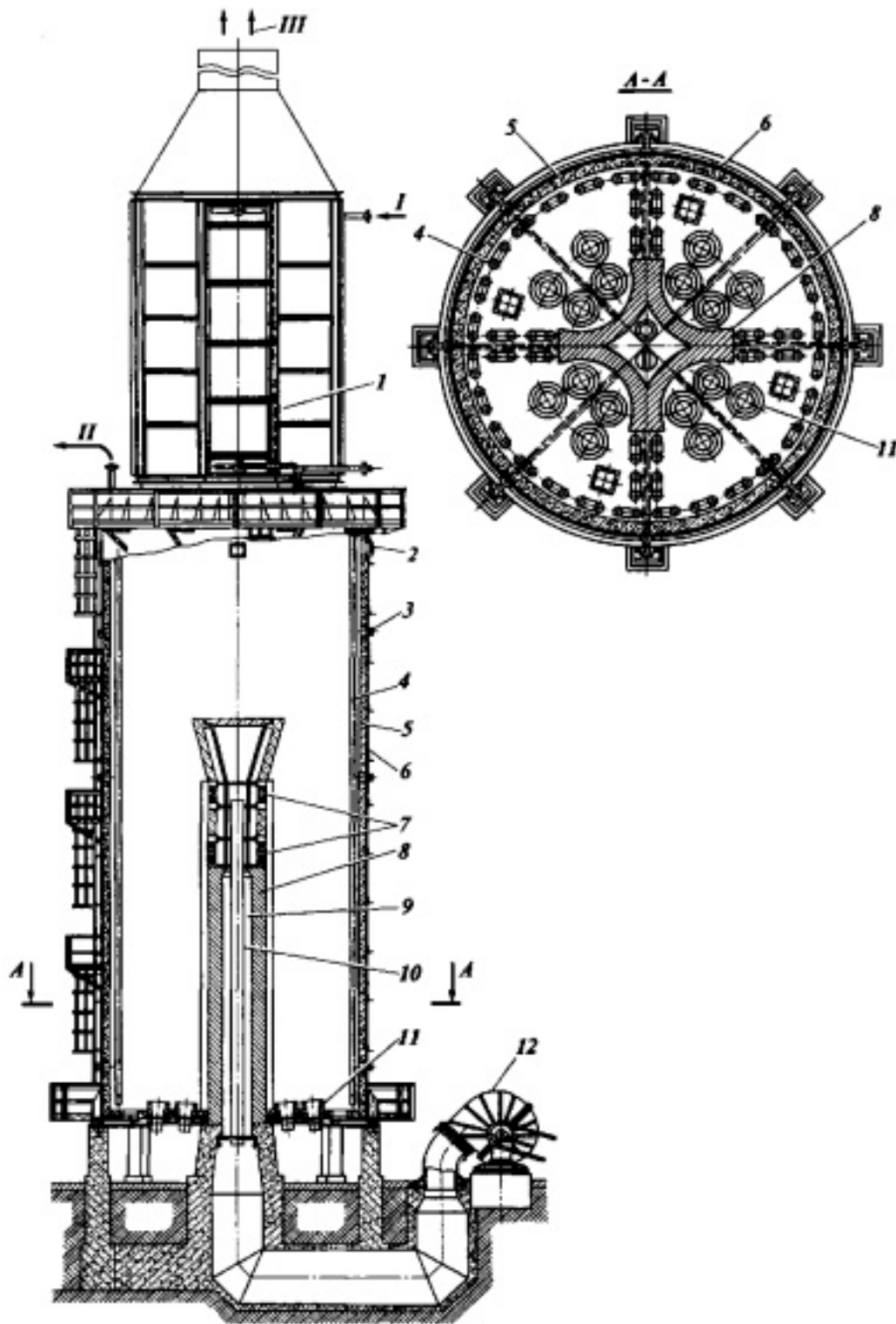


Рис. П4. Конструкция трубчатой печи типа ЦД4: 1 – камера конвекции; 2 – выхлопное окно; 3 – смотровое окно, 4 – змеевик радиантных труб; 5 – футеровка; 6 – каркас; 7 – камера для подвода вторичного воздуха; 8 – футеровка рассекателя-распределителя; 9 — воздуховод; 10 – рассекатель -распределитель; 11 – горелка; 12 – воздуходувка. Поток: I – продукт на входе; II – продукт на выходе, III — дымовые газы

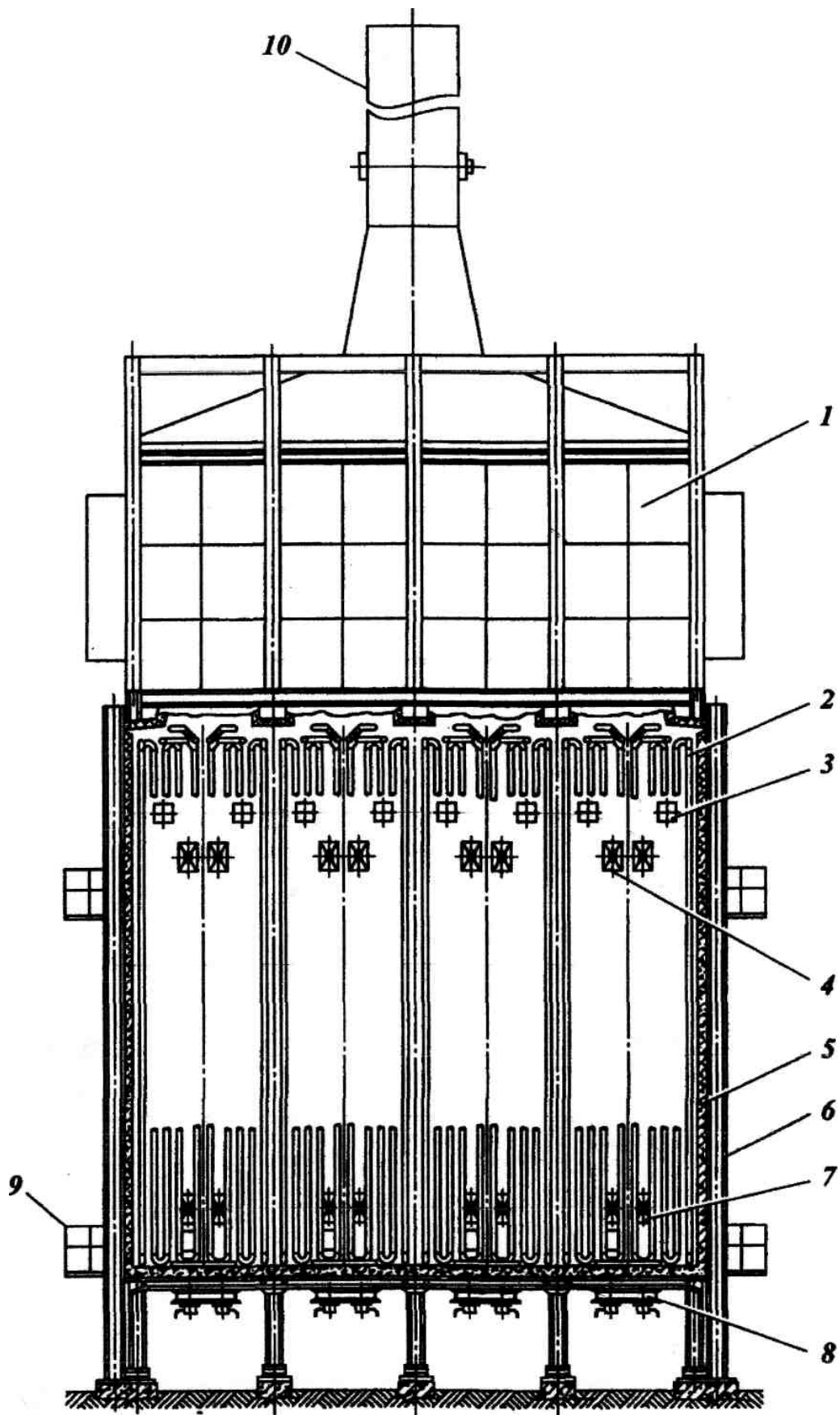


Рис. П5. Конструкция трубчатой печи типа ВС: 1 – камера конвекции; 2 – змеевик радиантных труб; 3 – взрывное окно; 4, 7 – гляделка; 5 – футеровка; 6 – каркас; 8 – горелка; 9 – лестничная площадка; 10 – дымовая труба

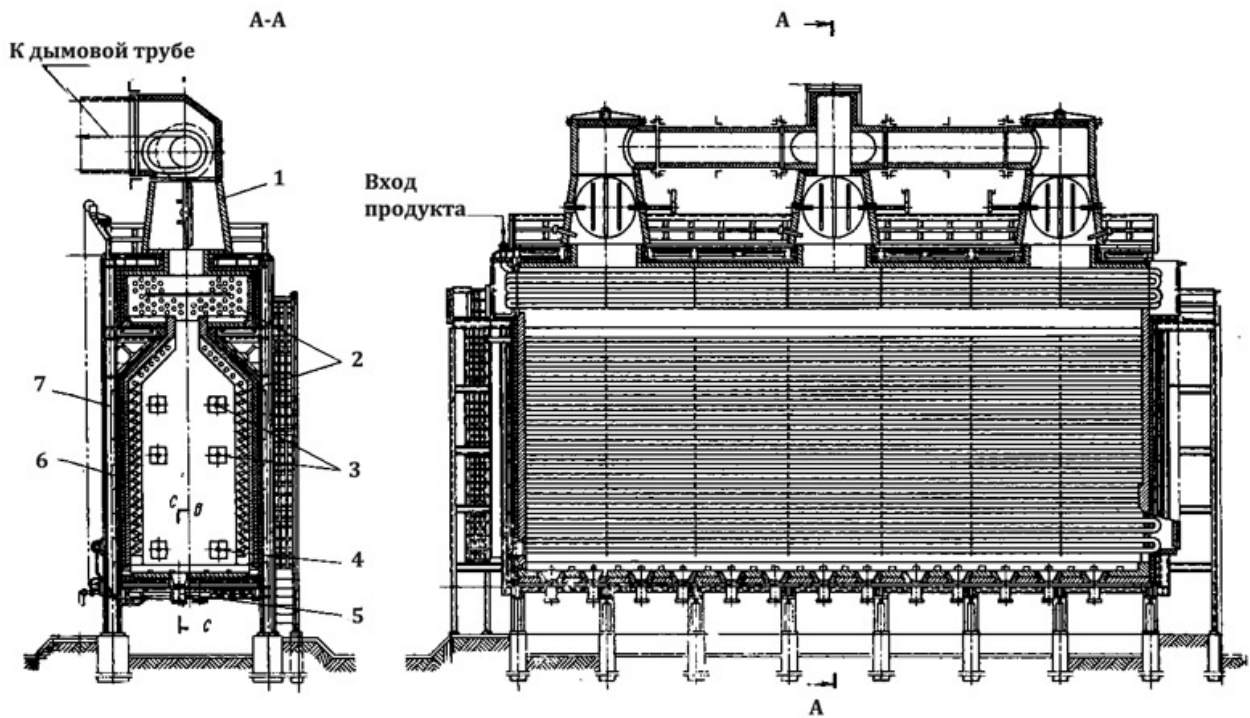


Рис. П6. Конструкция трубчатой печи типа ГС: 1 – газосборник; 2 – змеевик; 3 – смотровое окно; 4 – люк-лазы; 5 – горелка; 6 – футеровка; 7 – каркас

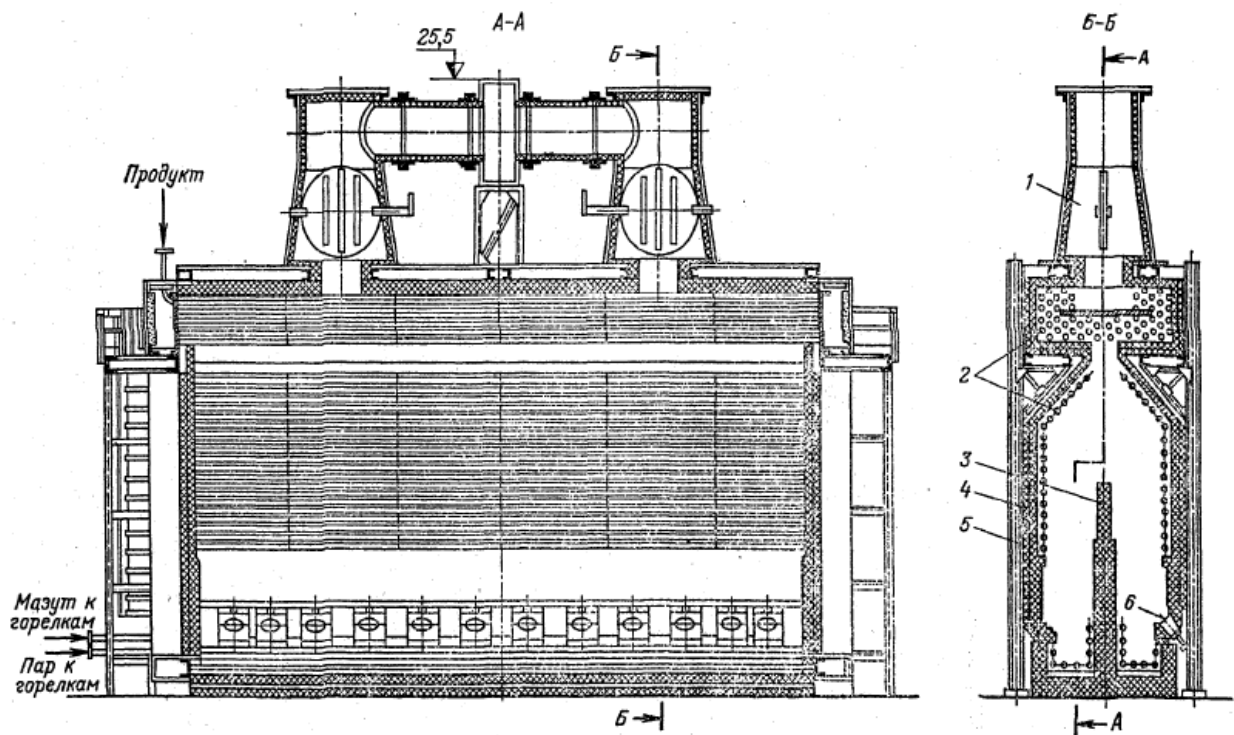


Рис. П7. Конструкция трубчатой печи типа ГН: 1 – газосборник; 2 – змеевик; 3 – настильная стена; 4 – футеровка; 5 – каркас; 6 – горелки

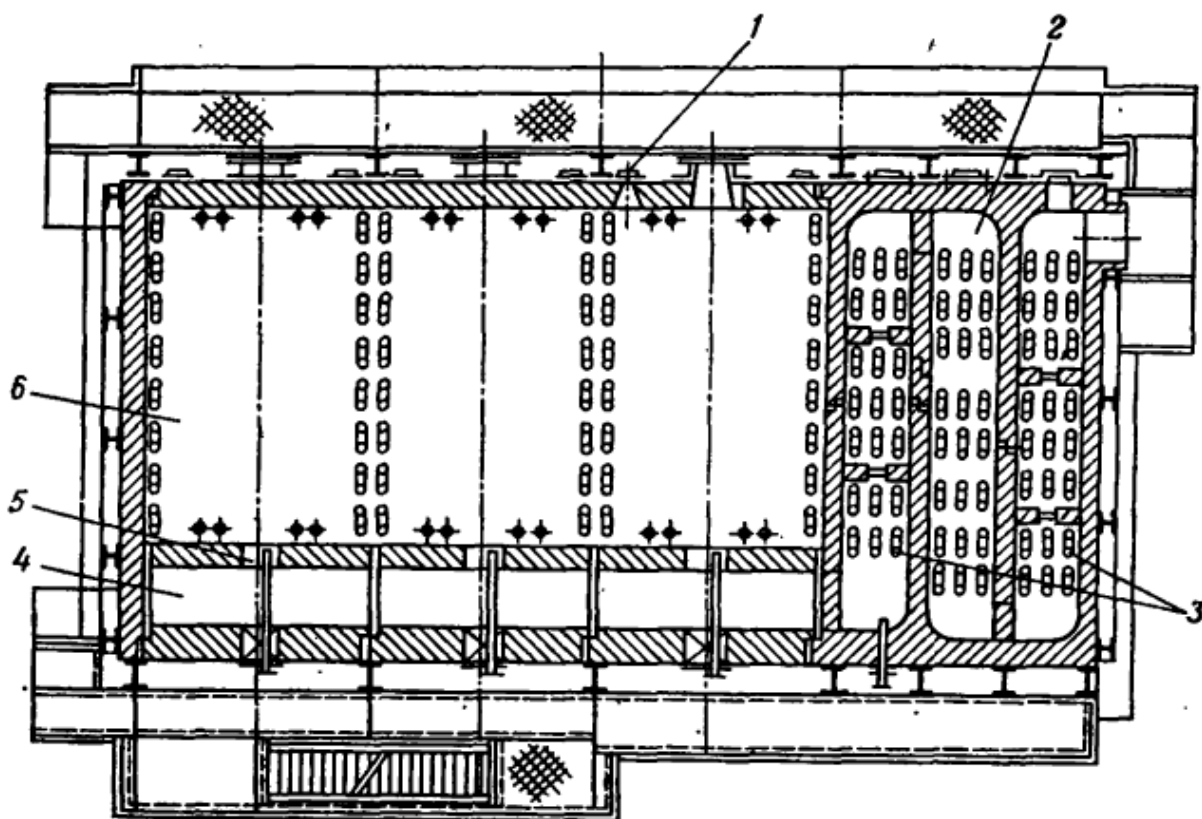


Рис. П8. Конструкция многокамерной трубчатой печи типа Р: 1 – смотровое окно; 2 – камера конвекции; 3 – змеевики; 4 – канал топочных газов; 5 – окно для отвода продуктов сгорания топлива; 6 – камера радиации

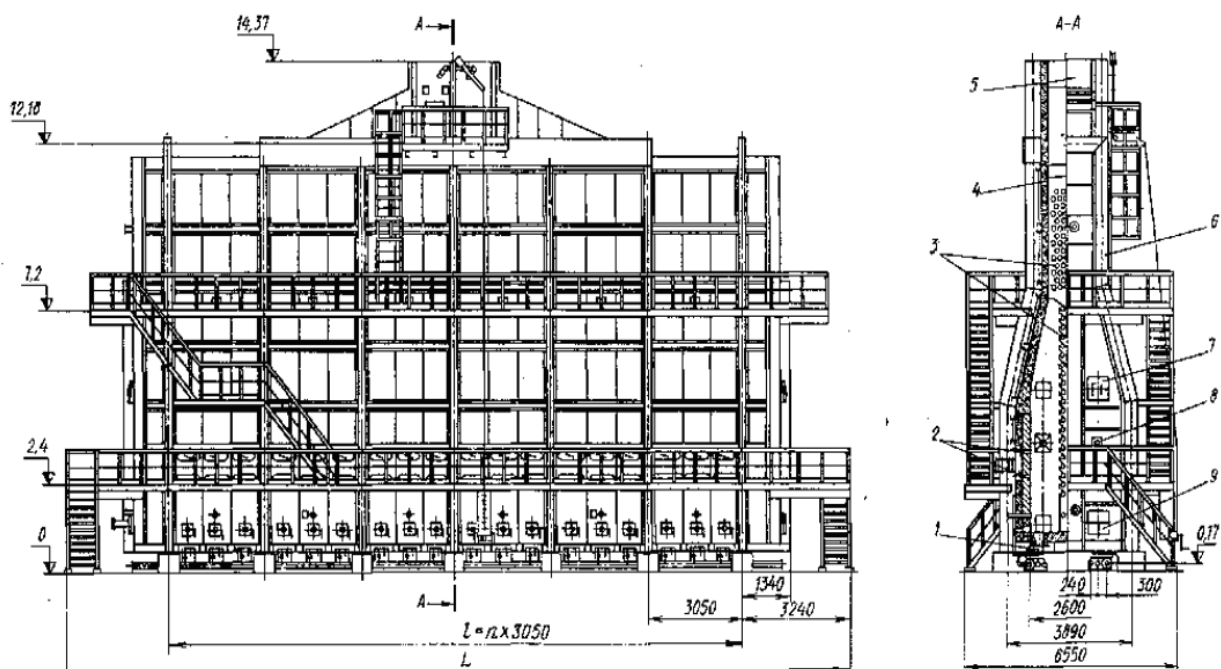


Рис. П9. Конструкция трубчатой печи типа ЗД: 1 – горелка; 2 – каналы для подвода воздуха; 3 – змеевики; 4 – футеровка; 5 – газосборник; 6 – каркас; 7, 8 – выхлопное и смотровое окна; 9 – люк-лаз

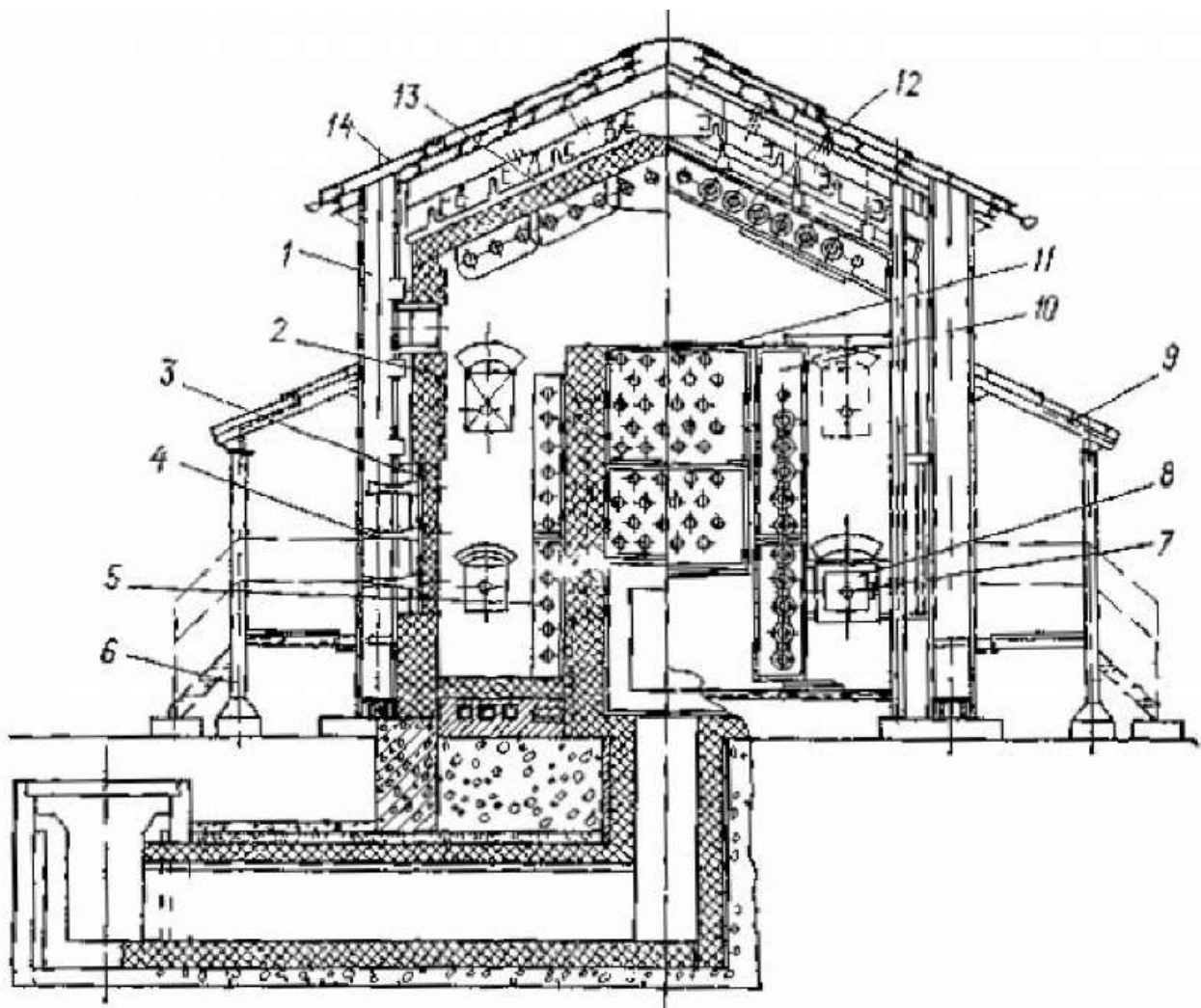


Рис. П10. Конструкция трубчатой печи типа ББ-2: 1 – металлический каркас; 2 – огнеупорная футеровка; 3 – кладка из керамических призм беспламенных горелок; 4 – панельные горелки; 5, 13 – трубы фронтного и потолочного экранов; 6 – обслуживающие площадки; 7 – гляделка; 8 – взрывное окно-лаз; 9 – навес; 10, 12 – ретурбендные камеры; 11 – трубы конвекционной камеры; 14 – кровля

Учебное издание

Липин Андрей Александрович
Липин Александр Геннадьевич

Расчет трубчатых печей

Учебное пособие

Редактор В.Л. Родичева

Подписано в печать 15.10.2019. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага писчая.

Усл. печ. л. 4,65. Тираж 50 экз. Заказ

ФГБОУ ВО «Ивановский государственный
химико-технологический университет»

Отпечатано на полиграфическом оборудовании
редакционно-издательского центра ФГБОУ ВО «ИГХТУ»

153000, г. Иваново Шереметевский пр., 7