

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	5
СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	7
ГЛАВА 1. РАСЧЕТ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ	8
ГЛАВА 2. РАСЧЕТ ЭКОНОМАЙЗЕРА	16
ГЛАВА 3. РАСЧЕТ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ	24
ГЛАВА 4. РАСЧЕТ ВОДО-ВОДЯНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА	30
Приложение 1. Физические параметры различных газов	38
Приложение 2. Варианты параметров рекуперативных теплообменных аппаратов	41
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	42

ВВЕДЕНИЕ

Цель выполнения расчета параметров теплообменного аппарата, на основании которых производится окончательный выбор его типа и конструкции, — определение размеров и выполнение чертежа аппарата. Тематика самостоятельной работы обычно охватывает разделы курса, связанные с расчетом рекуперативных теплообменников.

В теплообменных аппаратах осуществляется передача теплоты от одного теплоносителя другому в процессе теплопередачи. *Теплообменный аппарат (теплообменник)* — это устройство, предназначенное для нагревания или охлаждения теплоносителя (жидкости, газа, пара и др.). Исключение составляют теплообменники с внутренним тепловыделением, в которых теплота выделяется в самом аппарате и используется для нагревания теплоносителя (электронагреватели и реакторы). Существуют три типа теплообменных устройств: рекуператоры, регенераторы, смесительные аппараты.

1. В *рекуператорах* греющая и нагреваемая среды (теплоносители) разделены теплообменной поверхностью (стенкой), которая по отношению к греющей среде является поверхностью охлаждения, а по отношению к нагреваемой среде — поверхностью нагрева. Для уменьшения термического сопротивления стенка выполняется из высокотеплопроводного материала: меди, латуни, сплавов алюминия и др. Наиболее распространены трубчатые теплообменники, в которых один теплоноситель движется в трубах, а другой — в межтрубном пространстве. Примером рекуперативных аппаратов являются котельные установки, парогенераторы, подогреватели, конденсаторы и др.

В зависимости от взаимного направления потоков горячего и холодного теплоносителей в рекуперативных аппаратах различают три основные схемы движения жидкости: прямоток, противоток и перекрестный ток. В первом случае оба теплоносителя движутся параллельно в одном направлении, во втором — параллельно, но в противоположных направлениях. При перекрестном токе один теплоноситель движется в направлении, перпендикулярном движению другого. Используются также схемы, являющиеся различными комбинациями прямотока, противотока и перекрестного тока.

2. В *регенераторах* поверхность теплообмена попеременно омывается обоими теплоносителями. Теплота в цикле нагревания аккумулируется в массе регенератора (насадке) за счет теплоотдачи горячего теплоносителя. В последующем цикле охлаждения насадки теплота отдается холодному теплоносителю. Регенераторы могут быть неподвижными и подвижными. В качестве насадки регенераторов используются твердые, достаточно массивные материалы: листы металла, щебень, кирпичи. Регенераторы широко используются для высокотемпературного подогрева газов, поскольку жаростойкость металлов ограничена, а насадка из огнеупорных кирпичей может работать при очень высоких температурах. Примерами таких аппаратов являются регенераторы доменных и сталеплавильных печей, воздушнонагреватели доменных печей и др.

3. В *смесительных аппаратах* горячий и холодный теплоносители вступают в непосредственный контакт. Так происходит, например, при конденсации пара на струях жидкости или при барботаже (продувке пара через некоторый объем воды) для поддержания заданных температур в системе горячего водоснабжения. В системах отопления смешивают воду, идущую из котельной или ТЭЦ с температурой до 150 °С, с водой, возвращающейся от потребителя, температура которой ниже 70 °С. Смесительные теплообменники используются также для передачи теплоты в легко разделяющихся теплоносителях: газ — жидкость, газ — дисперсный твердый материал, вода — масло и др. Для увеличения поверхности контакта теплоносители тщательно перемешивают, жидкости разбрызгивают или разбивают на мелкие струи. Примерами таких аппаратов являются градирни, скрубберы, деаэраторы и др.

Требования к промышленным теплообменным аппаратам в зависимости от конкретных условий применения весьма разнообразны. Основными требованиями являются:

- обеспечение наиболее высокого коэффициента теплопередачи при возможно меньшем гидравлическом сопротивлении;
- компактность и наименьший расход материалов;
- надежность и герметичность в сочетании с разборностью и доступностью поверхности теплообмена для механической очистки от загрязнений;
- унификация узлов и деталей;
- технологичность механизированного изготовления широких рядов поверхностей теплообмена для различного диапазона рабочих температур, давлений и т.д.

При создании новых, более эффективных теплообменных аппаратов стремятся, во-первых, уменьшить удельные затраты материалов, труда, средств и затрачиваемой при работе энергии по сравнению с теми же показателями существующих теплообменников. Во-вторых, целью новых разработок является повышение интенсивности и эффективности работы аппарата.

Удельными затратами теплообменных аппаратов называют затраты, отнесенные к тепловой производительности в заданных условиях.

Интенсивностью процесса, или удельной тепловой производительностью теплообменного аппарата, называется количество теплоты, передаваемое в единицу времени через единицу площади поверхности теплообмена при заданном тепловом режиме.

Интенсивность процесса теплообмена характеризуется коэффициентом теплопередачи.

На интенсивность и эффективность влияют также форма поверхности теплообмена; эквивалентный диаметр и компоновка каналов, обеспечивающие оптимальные скорости движения сред; средний температурный напор; наличие турбулизирующих элементов в каналах; оребрение и т.д.

Кроме конструктивных методов интенсификации процесса теплообмена, существуют режимные методы, связанные с изменением гидродинамических параметров и режима течения жидкости у поверхности теплообмена. Режимные методы включают: подвод колебаний к поверхности теплообмена, создание пульсации потоков, вдувание газа в поток либо отсос рабочей среды через пористую стенку, наложение электрических или магнитных полей на поток, предотвращение загрязнения поверхности теплообмена путем сильной турбулизации потока и т.д.

СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

- Q — тепловая мощность теплообменника, кВт;
 k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К);
 α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · К);
 a — температуропроводимость, м²/с;
 λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м · К);
 ν — кинематическая вязкость, м²/с;
 ρ — плотность теплоносителя, кг/м³;
 M — массовый расход теплоносителя, кг/с;
 w — скорость движения теплоносителя, м/с;
 R — теплота фазового перехода, кДж/кг;
 i — энтальпия, кДж/кг;
 C_p — удельная изобарная теплоемкость, КДж/(кг · К);
 t' — температура теплоносителя на входе в теплообменник, °С;
 t'' — температура теплоносителя на выходе в теплообменник, °С;
 F — поверхность теплообмена, м²;
 δ — толщина стенки трубы, м;
 l — длина трубы, м;
 $l_{\text{опр}}$ — определяющий размер, м;
 S — шаг труб, м;
 F — площадь сечения труб для прохода теплоносителя, м²;
 G — ускорение свободного падения, м²/с;
 ε — степень черноты;
 A — поглощательная способность;
 B — температурный коэффициент объемного расширения, 1/К;
 Nu — число Нуссельта; $Nu = \frac{\alpha l_{\text{опр}}}{\lambda}$;
 Re — число Рейнольдса; $Re = \frac{W l_{\text{опр}}}{\nu}$;
 Pr — число Прандтля; $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$;
 Gr — число Грасгофа; $Gr = \frac{g\beta\Delta t l}{\nu^2}$.

Индексы:

- с — стенка;
г — газ;
п — пар;
ж — жидкость;
н — насыщение;
р — ребро;
1 — первичный (горячий) теплоноситель;
2 — вторичный (холодный) теплоноситель.

Примечания.

1. Физические свойства сухого воздуха, газообразных продуктов сгорания, воды на линии насыщения пара представлены в Приложении 1.
2. Варианты заданий для выполнения работы представлены в Приложении 2.

ГЛАВА 1. РАСЧЕТ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Общие сведения. *Пароперегреватели* предназначены для перегрева насыщенного пара, поступающего из испарительной системы парогенератора; в установках высокого давления они применяются также для дополнительного вторичного перегрева пара, частично отработавшего в цилиндре высокого давления турбины. Пароперегреватель является одним из основных теплоиспользующих элементов парогенератора и работает в наиболее тяжелых условиях. Перегрев пара выше температуры насыщения необходим по соображениям повышения термического КПД электростанций и предупреждения эрозии лопаточного аппарата водой из сконденсировавшегося на лопатках турбины пара. Перегрев пара осуществляется в трубчатых поверхностях, обычно радиационно-конвективного типа. Поверхности нагрева перегревателя можно классифицировать исходя из способа передачи теплоты от дымовых газов: радиация (радиационные поверхности), конвекция (конвективные поверхности) и смешанная (радиационно-конвективные поверхности нагрева).

Все эти поверхности показаны на схеме пароперегревателя котла высокого давления на рис. 1.1. Основными конструктивными деталями пароперегревателя являются стальные, часто легированные, трубы и коллекторы. Как правило, наружный диаметр составляет 28–42 мм, у промежуточного перегревателя — до 60 мм.

Радиационная поверхность нагрева (панель) 2 пароперегревателя размещается обычно на стенах топки, при этом трубы перегревателя располагаются между испарительными трубами экранов. На рис. 1.1 радиационно-конвективная поверхность представлена в виде U-образных ширм 3 с поперечным шагом 450–700 мм и потолочных панелей 6, а конвективные поверхности — в виде змеевиковых пакетов (перегревателей) 4 и 5.

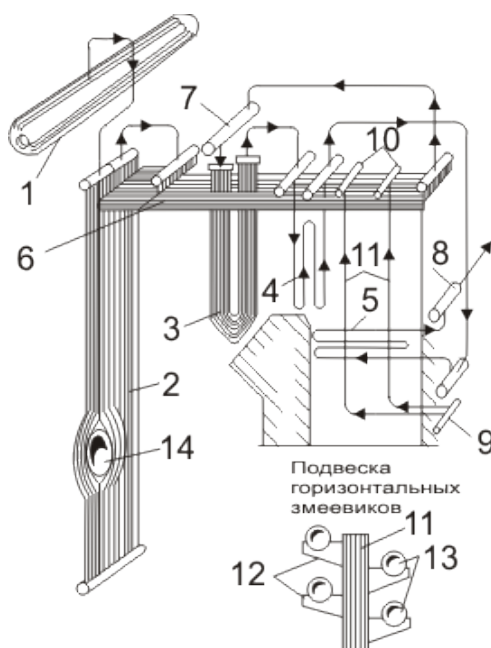


Рис. 1.1. Основные конструктивные элементы пароперегревателей:

1 — барабан; 2 — двухходовая панель радиационного настенного топочного перегревателя; 3 — подвесные вертикальные полурасширительные перегревательные ширмы на выходе из топки; 4 — конвективный змеевиковый вертикальный перегреватель; 5 — выходной конвективный горизонтальный пароперегреватель; 6 — потолочная трубчатая панель перегревателя; 7 — впрыскивающий пароохладитель; 8 — выходной коллектор перегретого пара; 9 — входной коллектор подвесных труб; 10 — выходной коллектор подвесных труб; 11 — подвесные трубы перегревателя; 12 — опорная планка; 13 — змеевики горизонтального перегревателя; 14 — горелка

По способу крепления змеевиков различают вертикальные 4 (первичные) и горизонтальные 5 (вторичные) перегреватели.

Вертикальные перегреватели крепят к потолочному перекрытию котла обычно на подвесках из жаростойкой стали, причем последние часто размещают вне газохода.

Горизонтальные перегреватели устанавливают на подвесных трубках, охлаждаемых паром. Панели и пакеты змеевиков крепят дистанционирующими вставками и подвесками из жароупорной стали и другими способами.

Металл поверхностей нагрева пароперегревателя имеет наибольшую по сравнению с другими теплоиспользующими поверхностями нагрева температуру, что обуславливается высокими температурами пара и большими удельными тепловыми нагрузками поверхностей нагрева.

По назначению пароперегреватели подразделяют:

- на основные — перегревают пар высокого или сверхкритического давления (СКД);
- промежуточные — перегревают пар, частично отработавший в турбине.

Для надежной работы пароперегревателя, помимо обеспечения достаточной скорости потока и равномерной температуры подогрева пара по параллельно включенным змеевикам, необходимо реализовать наиболее рациональную схему включения пароперегревателя по ходу потока продуктов сгорания. В зависимости от направления движения потоков пара и продуктов сгорания различают пароперегреватели прямоточные, противоточные и со смешанным направлением потоков.

В *противоточном пароперегревателе* достигается наибольший возможный температурный напор между продуктами сгорания и паром, что уменьшает необходимую поверхность нагрева пароперегревателя и, соответственно, снижает расход металла на его производство.

Недостатками противоточной схемы являются размещение последних по ходу пара частей змеевиков в области наиболее высоких температур продуктов сгорания и тяжелые температурные условия работы металла труб.

В *прямоточном пароперегревателе* температурный напор меньше, чем в противоточном, однако условия работы металла труб лучше, потому что часть змеевиков с наибольшей температурой пара обогревается продуктами сгорания, охлажденными на входных участках змеевиков.

Оптимальной является *смешанная схема включения пароперегревателя*, при которой большая и первая по ходу пара часть перегревателя выполняется противоточной, а завершение перегрева пара происходит во второй его части при прямотоке. При этом в той части змеевиков, которая расположена в области наибольшей тепловой нагрузки пароперегревателя, в начале газохода, будет умеренная температура пара, а завершение перегрева пара происходит при меньшей тепловой нагрузке. Соотношение противоточной и прямоточной частей пароперегревателя выбирается из условия одинаковых температур металла в начале и конце змеевика прямоточной части пароперегревателя. При выполнении пароперегревателя из обычной углеродистой стали температура пара в конце противоточной части пароперегревателя должна быть не выше 425 °С.

По виду тепловосприятия пароперегреватели подразделяют:

- на конвективные — располагаются в конвективном газоходе и получают теплоту посредством конвекции;
- радиационные — устанавливаются на стенах топочной камеры и получают теплоту посредством радиации;
- ширмовые (полурadiационные) — располагаются в верхней части топки и частично в горизонтальном газоходе между радиационными и конвективными поверхностями нагрева.

Цель работы. Определение поверхности теплообмена заданного типа рекуперативного теплообменного аппарата.

Порядок выполнения расчета. Расчет параметров пароперегревателя выполняется как для чистых поверхностей теплообмена, так и для загрязненных отложениями сажи и накипи с учетом изменения диаметров труб и скоростей движения теплоносителей.

Определяются конструктивные размеры теплообменника, выбирается число секций, производится компоновка аппарата.

При выполнении конструктивного расчета применяют уравнение теплового баланса теплообменного аппарата:

$$Q = G_1 C_{pm1} (t'_1 - t''_1) \eta = G_2 C_{pm2} (t''_2 - t'_2),$$

где Q — мощность теплообменного аппарата, кДж;

G_1 — расход греющего теплоносителя;

G_2 — расход нагреваемого теплоносителя;

C_{pm1} — теплоемкость дымовых газов, кДж/(кг · К);

C_{pm2} — теплоемкость пара, кДж/(кг · К);

t'_1 — начальная температура горячего теплоносителя, °С;

t''_1 — конечная температура горячего теплоносителя, °С;

t'_2 — начальная температура холодного теплоносителя, °С;

t''_2 — конечная температура холодного теплоносителя, °С;

η — КПД теплообменного аппарата, с учетом потери тепла в окружающую среду, при малых потерях принимают равным $\eta = 1$.

Расход нагреваемого теплоносителя:

$$G_2 = \frac{G_1 c_{pm1} (t'_1 - t''_1) \eta}{c_{pm2} (t''_2 - t'_2)}.$$

Характеристики сред берут при средних значениях температур.

Средний логарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}},$$

где Δt_6 — большая разность температур между теплоносителями на входе в теплообменник и выходе из него, °С;

Δt_m — меньшая разность температур между теплоносителями на входе в теплообменник и выходе из него, °С.

Для более сложных схем движения теплоносителей (перекрестный, смешанный токи) вводится поправка к температурному напору, рассчитанному для чистого противотока:

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_{cp} \varepsilon_{\Delta t}.$$

Для определения поправки $\varepsilon_{\Delta t}$ сначала находим вспомогательные величины P и R :

$$P = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2};$$

$$R = \frac{t'_1 - t''_1}{t''_2 - t'_2}.$$

После оценки коэффициента теплопередачи рассчитываем ориентировочную площадь поверхности теплообмена F , м²:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}}.$$

Ориентировочное значение площади проходного сечения для газов f_1 , м², определяем по формуле

$$f_1 = \frac{G_1}{w_1 \rho_1}.$$

Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м² · К):

$$k = \psi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}.$$

Находим коэффициент теплоотдачи газов стенке α_1 , Вт/(м² · К):

$$\alpha_1 = \xi (\alpha_k + \alpha_l),$$

где ξ — коэффициент использования поверхности нагрева, принимаем равным $\xi = 1$;

α_k — коэффициент теплоотдачи газового объема наружной поверхности труб, путем конвекции, Вт/(м² · К);

α_l — коэффициент теплоотдачи газового объема наружной поверхности труб, путем излучения, Вт/(м² · К):

$$\alpha_k = \alpha_n C_z C_s C_\phi.$$

Плотность лучистого теплового потока:

$$q_{\text{л}} = \varepsilon'_{\text{с1}} c_0 \left[\varepsilon_{\text{г}} \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - A_{\text{г}} \left(\frac{T_{\text{с1}}}{100} \right)^4 \right],$$

где c_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, $c_0 = 5,7 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}^4$;

$A_{\text{г}}$ — поглощательная способность газов;

$\varepsilon'_{\text{с1}}$ — эффективная степень черноты оболочки газового объема;

$\varepsilon_{\text{г}}$ — степень черноты газов;

T_1 — абсолютная температура горячего теплоносителя, К;

$T_{\text{с1}}$ — абсолютная температура стенки со стороны горячего теплоносителя, К.

Степень черноты газов $\varepsilon_{\text{г}}$ при средней их температуре вычисляется по формуле

$$\varepsilon_{\text{г}} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + 1,08\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}.$$

Степени черноты диоксида углерода $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ и водяного пара $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ зависят от содержания этих компонентов в газовом потоке, их парциальных давлений и толщины слоя, разделяющего газы.

Эффективная толщина излучающего слоя s , м:

$$s = 0,9 d \left(\frac{4 s_1 s_2}{\pi d^2} - 1 \right),$$

где d — диаметр трубы, мм.

Степень черноты $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ и $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ определяют по графикам при средней температуре газа t_1 , кПа · м:

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = P_{\text{CO}_2} s;$$

$$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = P_{\text{H}_2\text{O}} s.$$

Эффективную степень черноты ε' оболочки газового объема определяем по формуле исходя из степени черноты поверхности труб, для стали принимаем $\varepsilon_{\text{с1}} = 0,7$:

$$\varepsilon' = 0,5 (\varepsilon_{\text{с1}} + 1).$$

Поглощательная способность газов $A_{\text{г}}$ рассчитывается с учетом средней температуры стенки $t_{\text{с}}$.
Определяем коэффициент теплоотдачи при излучении:

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{q_{\text{л}}}{t_1 - t_{\text{с1}}}.$$

Находим коэффициент теплоотдачи от поверхности к обогреваемой среде α_2 , Вт/(м² · К):

$$\alpha_2 = c_d \alpha_{\text{н}}.$$

Конструктивные размеры пароперегревателя вычисляем по формуле

$$z_1 = \frac{a - s_1}{s_1},$$

где z_1 — число труб в ряду, шт.

Площадь живого сечения газохода для прохода газов:

$$f = ab - z_1 l d,$$

где a, b — размеры газохода в расчетном сечении, м; $b = l$;

d — диаметр трубы, мм;

l — длина трубы, м.

Отсюда

$$b = l = \frac{f_1}{a - z_1 d}.$$

Находим число параллельно включенных труб пароперегревателя z_2 , шт.:

$$z_2 = \frac{F}{\pi l z_1 d}.$$

На рис. 1.2 представлена конструкция пароперегревателя.

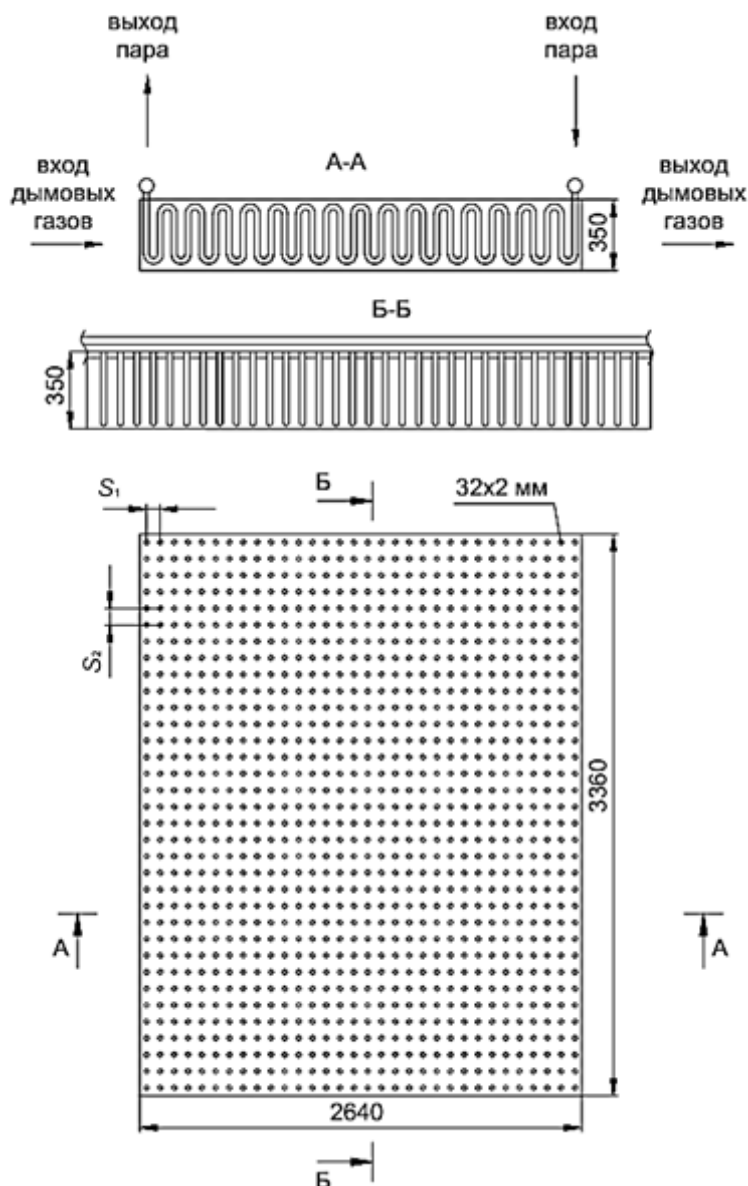


Рис. 1.2. Конструкция пароперегревателя

Пример выполнения работы. Тип теплообменного аппарата — пароперегреватель. Исходные данные приведены в табл. 1.1 и Приложении 2 (вариант 1).

Таблица 1.1

Исходные параметры пароперегревателя

Параметр	Значение
Массовый расход первичного теплоносителя M_1 , кг/с	1,7
Скорость движения первичного теплоносителя, w_1 , м/с	9,0
Температура первичного теплоносителя на входе в теплообменник t_1' , °C	1000
Температура первичного теплоносителя на выходе из теплообменника t_1'' , °C	600
Давление сухого насыщенного пара на входе в пароперегреватель P_n , МПа	1,4
Скорость движения вторичного теплоносителя w_2 , м/с	19
Температура вторичного теплоносителя на входе в теплообменник t_2' , °C	195
Температура вторичного теплоносителя на выходе из теплообменника t_2'' , °C	415
Толщина слоя сажи $\delta_{сажи}$, мм	1,5

Для повышения температуры пара, т.е. его перегрева за счет теплоты продуктов сгорания топлива, применяются пароперегреватели. Трубы пароперегревателей изготавливаются из жаропрочных легированных сталей (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Параметры труб

Параметр	Значение
Коэффициент теплопроводности материала λ , Вт/(м · К)	22
Наружный диаметр d_n , мм	32
Внутренний диаметр $d_{вн}$, мм	28
Шаг ребра S_1 , м	0,08
Шаг ребра S_2 , м	0,096

Для выполнения конструктивного расчета используют уравнение теплового баланса теплообменника:

$$Q = G_1 c_{pm1} (t'_1 - t''_1) \eta = G_2 c_{pm2} (t''_2 - t'_2).$$

При $P = 1,4$ МПа находим температуру насыщения $t'_2 = 195$ °С.

Расход нагреваемого теплоносителя:

$$G_2 = \frac{1,7 \cdot 1,264 (1000 - 600) \cdot 1}{2,205 (415 - 195)} = 1,77 \text{ кг/с.}$$

При средних значениях температур определяем характеристики сред:

$$t_{1cp} = \frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{1000 + 600}{2} = 800 \text{ °С;}$$

$$t_{2cp} = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{195 + 415}{2} = 305 \text{ °С;}$$

$$c_{pm1} = 1,264 \text{ кДж/(кг · К);}$$

$$c_{pm2} = 2,205 \text{ кДж/(кг · К).}$$

Определяем средний логарифмический температурный напор по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}.$$

Рассчитываем вспомогательные величины P и R , чтобы определить $\epsilon_{\Delta t}$:

$$P = \frac{415 - 195}{1000 - 195} = 0,273;$$

$$R = \frac{1000 - 600}{415 - 195} = 1,818;$$

$$\epsilon \Delta t = 0,98;$$

$$\Delta t_6 = 1000 - 415 = 585 \text{ °С;}$$

$$\Delta t_M = 600 - 195 = 405 \text{ °С;}$$

$$\Delta t_{cp} = 0,98 \frac{585 - 405}{\ln \frac{585}{405}} = 479,71 \text{ °С.}$$

Приближенное значение площади проходного сечения для газов:

$$f_1 = \frac{G_1}{w_1 \rho_1} = \frac{1,7}{9 \cdot 0,33} = 0,572 \text{ м}^2.$$

Определяем коэффициент теплопередачи:

$$k = 0,65 \cdot \frac{83,39 \cdot 510}{83,39 + 510} = 46,59 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

При данной скорости газового коэффициента тепловой эффективности $\psi = 0,65$.

Определяем коэффициент теплоотдачи от газов стенке по формулам:

$$\alpha_1 = \xi (\alpha_k + C_l);$$

$$\alpha_k = \alpha_H C_z C_s C_\phi;$$

$$\alpha_H = 75 \text{ Вт}/\text{м}^2 \text{ К}.$$

Если $C_z = 0,9$; $C_s = 1$; $C_\phi = 1$, то $\alpha_k = 75 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 = 67,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Эффективная толщина излучающего слоя будет равна:

$$s = 0,9d \left(\frac{4}{\pi} \frac{S_1 S_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,032 \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,08 \cdot 0,096}{0,032^2} - 1 \right) = 0,246 \text{ м}.$$

Принимаем объемные доли CO_2 и H_2O в продуктах сгорания:

$$r_{\text{CO}_2} = 0,13 \text{ и } r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11.$$

В рассматриваемых аппаратах давление газового потока будет примерно равно барометрическому давлению, т.е. $B = 0,102 \text{ МПа}$. В этом случае парциальные давления компонентов составят:

$$P_{\text{CO}_2} = 0,13 B = 0,13 \cdot 0,102 = 0,013 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11 B = 0,11 \cdot 0,102 = 0,011 \text{ МПа}.$$

Степень черноты диоксида углерода $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ определяем по графику зависимости от произведения $P_{\text{CO}_2} s$ при средней температуре газа t_1 :

$$P_{\text{CO}_2} s = 13 \cdot 0,246 = 3,198 \text{ кПа} \cdot \text{м}.$$

Степень черноты водяного пара $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ определяем по графику зависимости от произведения $P_{\text{H}_2\text{O}} s$ при средней температуре газа t_1 :

$$P_{\text{H}_2\text{O}} s = 11 \cdot 0,246 = 2,706 \text{ кПа} \cdot \text{м}.$$

Если $\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,08$; $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,05$, тогда $\varepsilon_r = 0,08 + 1,08 \cdot 0,05 = 0,134$.

Эффективную степень черноты ε' оболочки газового объема определяем исходя из известной степени черноты поверхности труб, которую для стали принимаем равной $\varepsilon_{c1} = 0,7$:

$$\varepsilon'_{c1} = 0,5 (\varepsilon_{c1} + 1) = 0,5 (0,7 + 1) = 0,85.$$

Поглощательная способность газов A_r определяется с использованием средней температуры стенки t_c :

$$t_c = \frac{195 + 415}{2} + 20 = 325 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$A_r = 0,08 \left(\frac{800 + 273}{325 + 273} \right)^{0,65} + 1,08 \cdot 0,05 = 0,171.$$

Плотность лучистого теплового потока:

$$q_l = 0,85 \cdot 5,7 \left[0,134 \left(\frac{1073}{100} \right)^4 - 0,171 \left(\frac{598}{100} \right)^4 \right] = 7546,44 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

После того как определили величину q_l , можем вычислить коэффициент теплоотдачи излучением:

$$\alpha_l = \frac{7546,44}{800 - 325} = 15,89 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

По графикам находим $C_d = 1,02$.

Для того чтобы определить α_n , необходимо знать температуру, давление и скорость пара:

$$t_n = 305 \text{ }^\circ\text{C}; P_n = 1,4 \text{ МПа}; w_n = 19 \text{ м/с.}$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_n = 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, тогда α_2 :

$$\alpha_2 = 1,02 \cdot 500 = 510 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Следовательно, α_1 находим как

$$\alpha_1 = 1 (67,5 + 15,89) = 83,39 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определяем конечную поверхность теплообмена по формуле

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}} = \frac{1,7 \cdot 1,264 (1000 - 600) \cdot 10^3}{46,59 \cdot 479,71} = 38 \text{ м}^2.$$

Конструктивный параметр пароперегревателя $a = 2640 \text{ мм}$.

Тогда количество труб

$$z_1 = \frac{a - s_1}{s_1} = \frac{2640 - 80}{80} = 32 \text{ шт.}$$

Определяем площадь живого сечения для прохода газов:

$$f = ab - z_1 l d,$$

где a, b — размеры газохода в расчетном сечении.

Примем $b = 1$, тогда

$$b = l = \frac{f_1}{a - z_1 d} = \frac{0,572}{2,64 - 32 \cdot 0,032} = 0,35 \text{ м.}$$

Рассчитываем число параллельно включенных труб пароперегревателя:

$$z_2 = \frac{F}{\pi l z_1 d} = \frac{38}{3,14 \cdot 0,35 \cdot 32 \cdot 0,032} = 34 \text{ шт.}$$

Конец ознакомительного фрагмента.

Приобрести книгу можно

в интернет-магазине

«Электронный универс»

e-Univers.ru