

Лисачук Георгий Викторович – д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры технологии керамики, огнеупоров, стекла и эмалей, Национальный технический университет «Харковский политехнический институт», Харьков, Украина.

Щукина Людмила Павловна – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технологии керамики, огнеупоров, стекла и эмалей, Национальный технический университет «Харковский политехнический институт», Харьков, Украина.

Цовма Виталий Витальевич – мл. науч. сотр. кафедры технологии керамики, огнеупоров, стекла и эмалей, Национальный технический университет «Харковский политехнический институт», Харьков, Украина; e-mail: cvv.tsovma@mail.ru.

Колесник Евгения Владимировна – начальник научно-исследовательской лаборатории, ПАТ «Червоний Жовтень», Харьков, Украина; e-mail: labor@plinfа.com.

Пилипчатин Александр Викторович – инженер научно-исследовательской лаборатории, ПАТ «Червоний Жовтень», Харьков, Украина.

УДК 661.8, 678.02

А.В. Кипря, канд. хим. наук (ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет»)

МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОНЕЧНОГО ГАЗОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА СПИРАЛЬНОГО ТИПА

Предложена методика расчета спирального конечного газового холодильника на основе опытных данных ПАО «Авдеевский коксохимический завод». Приведены преимущества применения аппаратов данной конструкции.

Ключевые слова: конечный газовый холодильник, спиральный теплообменник, коэффициент теплопередачи, поверхность теплопередачи, критериальное уравнение.

В последнее время в отечественной коксохимической промышленности для конечного охлаждения коксового газа перед подачей его в бензольные скрубберы находят применение теплообменники спирального типа. Например, на Авдеевском коксохимическом заводе установлены и успешно работают спиральные конечные газовые холодильники фирмы «Альфа-Лаваль». Такие теплообменники имеют ряд преимуществ по сравнению с холодильниками других типов, в том числе полочными холодильниками непосредственного действия, применяемыми на многих коксохимических заводах. Конструкция спиральных теплообменников позволяет создавать большие поверхности теплообмена при относительно небольших габаритах аппарата, такие холодильники компактны, занимают меньше места, их легче обслуживать. Отсутствие прямого контакта газа с охлаждающей водой позволяет избежать попадания в воду вредных веществ, в частности цианидов, роданидов, фенолов, нафталина, и предотвратить их выбросы в окружающую среду при охлаждении воды на градирнях. Таким образом, спиральные конечные газовые холодильники обладают рядом достоинств, как в технологическом, так и в экологическом плане, и их применение представляется, безусловно, целесообразным. В то же время выбор такого холодильника вызывает затруднения, так как в литературе отсутствует методика расчета аппаратов такого типа. В настоящей работе предлагается один из возможных вариантов методики расчета спирального конечного газового холодильника на примере аппарата Авдеевского коксохимического завода.

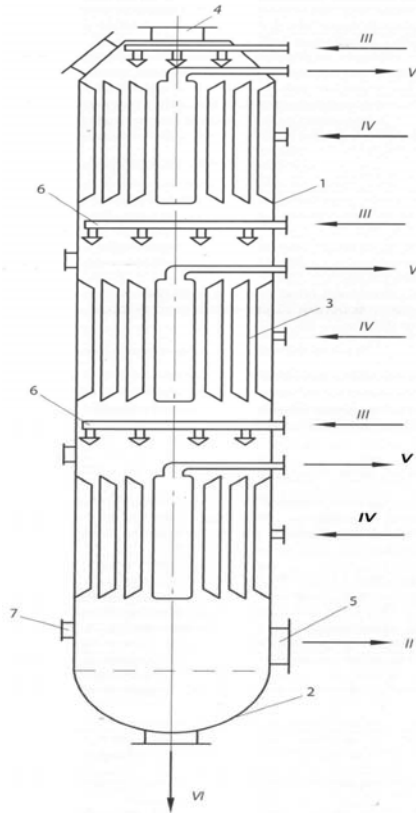


Рис.1. Устройство конечного газового холодильника спирального типа: 1 – корпус; 2 – днище эллиптическое; 3 – спиральные теплообменники; 4 – патрубок входа газа; 5 – патрубок выхода газа; 6 – форсуночные коллекторы для распределения водосмоляной эмульсии; 7 – люки.

Технологические потоки: I – газ на охлаждение; II – газ на бензольные скрубберы; III, VI – водосмоляная эмульсия; IV – вода с градирни; V – вода на градирню

Объемный расход воды:

$$W_g = \frac{G_g}{\rho_g},$$

где ρ_g – плотность воды при 25°C, $\rho_g=997\text{кг/м}^3$ [2]

$$W_g = \frac{273270}{997} = 275 \text{ (м}^3\text{/ч)}$$

3. Диаметр холодильника

Внутреннюю часть аппарата занимает труба для выхода воды из спирали диаметром $d_{вн}=300\text{мм}$ (см. рис.2).

Устройство конечного газового холодильника спирального типа представлено на рисунке 1. Аппарат представляет собой колонну, состоящую из трех спиральных теплообменников, смонтированных в один корпус. На каждую ступень холодильника предусмотрена подача водосмоляной эмульсии для промывки наружных поверхностей спиралей от возможных отложений нафталина.

Производительность холодильника по коксовому газу составляет $100000 \text{ м}^3\text{/ч}$.

Расчет конечного газового холодильника спирального типа

1. Тепловая нагрузка аппарата:

$$Q = c^{об} * V_z * (t_{zn} - t_{zk})$$

где $c^{об}$ – объемная удельная теплоемкость газа, $c^{об}=1,374 \text{ кДж/(м}^3\cdot\text{град)}$ [1], V_z – расход газа, $\text{м}^3\text{/ч}$, t_{zn} и t_{zk} – начальная и конечная температура газа.

$$Q = 1,374 \cdot 100000 \cdot (55 - 30) = 3435000 \text{ (кДж/ч)}$$

2. Расход охлаждающей воды:

$$G_g = \frac{Q}{c_g \cdot (t_{вк} - t_{вн})},$$

где c_g – удельная теплоемкость воды, $c_g = 4,19 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{град)}$, $t_{вн}$ и $t_{вк}$ – начальная и конечная температура воды.

$$G_g = \frac{3435000}{4,19 \cdot (28 - 25)} = 273270 \text{ (кг/ч)}$$

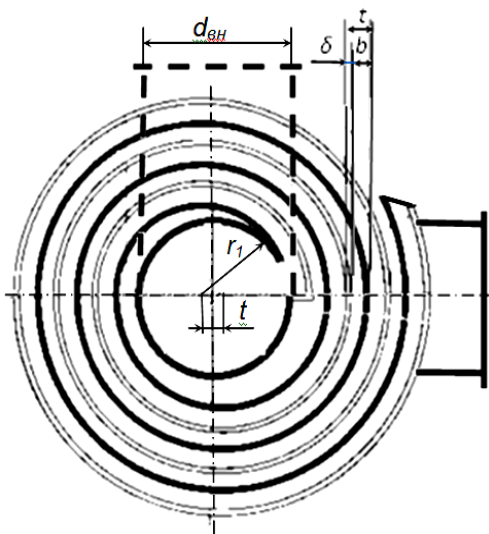


Рис.2. Схема спиралей конечного газового холодильника: δ – толщина стенки спирали, b – ширина канала, t – шаг спирали, $d_{вн}$ – диаметр трубы для выхода воды, r_1 – радиус первого внутреннего витка спирали

Живое сечение аппарата составляет половину общего сечения за вычетом площади, занимаемой центральной трубой, т.е.

$$S_{ж} = \frac{1}{2}(S_{общ} - S_{вн})$$

$$S_{вн} = \frac{\pi d_{вн}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} = 0,07 \text{ (м}^2\text{)}$$

Живое сечение аппарата определим из выражения:

$$S_{ж} = \frac{V_z}{w_z}$$

Принимаем скорость газа в части холодильника, где находится спираль $w_z = 12 \text{ м/с}$. Тогда живое сечение составит

$$S_{ж} = \frac{100000}{12 \cdot 3600} = 2,3 \text{ (м}^2\text{)}$$

Общее сечение

$$S_{общ} = 2S_{ж} + S_{вн}$$

$$S_{общ} = 2 \cdot 2,31 + 0,07 = 4,69 \text{ (м}^2\text{)}$$

Откуда диаметр аппарата

$$D = \sqrt{\frac{4S_{общ}}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,69}{3,14}} = 2,4 \text{ (м)}$$

4. Количество витков спирали составит

$$n = \frac{D - d_{вн}}{2t},$$

где t – шаг спирали.

$$t = b + \delta,$$

где b – ширина канала спирали, δ – толщина стенки спирали

Принимаем $b = 25 \text{ мм}$ и $\delta = 3 \text{ мм}$, тогда $t = 25 + 3 = 28 \text{ (мм)}$

Число витков

$$n = \frac{(2,4 - 0,3) \cdot 10^3}{2 \cdot 28} = 20$$

5. Длина спирали:

$$L = 2\pi r_1 n + \pi t n(2n - 1),$$

где r_1 – радиус первого внутреннего витка [3,4].

$$r_1 = \frac{d_{вн}}{2} + \frac{t}{2}$$

$$r_1 = \frac{300}{2} + \frac{28}{2} = 164 \text{ (мм)}$$

$$L = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,164 \cdot 20 + 3,14 \cdot 28 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot (2 \cdot 20 - 1) = 85 \text{ (м)}$$

6. Эквивалентный диаметр газового канала:

$$d_{\text{эг}} = \frac{4S_{\text{ж}}}{\Pi},$$

где Π – смоченный периметр.

$$\Pi = 2L + \pi D = 2 \cdot 85 + 3,14 \cdot 2,4 = 177,5 \text{ (м)}$$

$$d_{\text{эг}} = \frac{4 \cdot 2,31}{177,5} = 0,055 \text{ (м)}$$

7. Критерий Рейнольдса для газового потока:

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_{\text{эг}} \rho_2}{\mu_2},$$

где ρ_2 – плотность газа, $\rho_2 = 0,45 \text{ кг/м}^3$ [1,5], μ_2 – коэффициент динамической вязкости газа, равный $13,4 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$ [1,5].

$$\text{Re}_2 = \frac{12 \cdot 0,055 \cdot 0,45}{13,4 \cdot 10^{-6}} = 22600$$

Режим движения газа – устойчивый турбулентный.

8. Критерий Прандтля для газового потока:

$$\text{Pr}_2 = \frac{c_2 \mu_2}{\lambda_2},$$

где c_2 – удельная теплоемкость газа, равный $2,93 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{град)}$ [1,5], λ_2 – коэффициент теплопроводности газа, равный $0,128 \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}$ [1,5]

$$\text{Pr}_2 = \frac{2,93 \cdot 10^3 \cdot 13,4 \cdot 10^{-6}}{0,128} = 0,31$$

9. Критерий Нуссельта для газового потока при устойчивом турбулентном режиме найдем из критериального уравнения:

$$\text{Nu}_2 = 0,023 \cdot \text{Re}_2^{0,8} \cdot \text{Pr}_2^{0,43} \quad [2,5]$$

$$\text{Nu}_2 = 0,023 \cdot 22600^{0,8} \cdot 0,31^{0,43} = 41,7$$

10. Коэффициент теплоотдачи от газа к стенке:

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \lambda_2}{d_{\text{эг}}}$$

$$\alpha_2 = \frac{41,7 \cdot 0,128}{0,055} = 95,3 \text{ (Вт/(м}^2\cdot\text{град))}$$

11. Эквивалентный диаметр канала для воды:

$$d_{\text{эв}} = \frac{4S_{\text{в}}}{\Pi_{\text{в}}} = \frac{4hb}{2(h+b)} = \frac{2hb}{h+b},$$

где h – высота спирали.

Принимаем с последующей проверкой $h = 6 \text{ м}$ (3секции по 2м). Тогда

$$d_{\text{эв}} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{6 + 25 \cdot 10^{-3}} = 0,05 \text{ (м)}$$

12. Скорость воды:

$$w_g = \frac{W_g}{hb} = \frac{275}{3600 \cdot 6 \cdot 25 \cdot 10^{-3}} = 0,5 \text{ (м/с)}$$

13. Критерий Рейнольдса для потока воды:

$$Re_g = \frac{w_g d_{эв} \rho_g}{\mu_g},$$

где μ_g – коэффициент динамической вязкости воды при 25°C, $\mu_g = 874 \cdot 10^{-6}$ Па·с [2].

$$Re_g = \frac{0,5 \cdot 0,05 \cdot 997}{874 \cdot 10^{-6}} = 29000$$

Режим движения воды – устойчивый турбулентный.

14. Критерий Прандтля для потока воды:

$$Pr_g = \frac{c_p \mu_g}{\lambda_g},$$

где λ_g – коэффициент теплопроводности воды, $\lambda_g = 0,61$ Вт/(м·град) [2].

$$Pr_g = \frac{4,19 \cdot 10^3 \cdot 874 \cdot 10^{-6}}{0,61} = 6,0,$$

что совпадает с табличным значением [2].

15. Критерий Нуссельта для потока воды определим из критериального уравнения:

$$Nu_g = 0.023 \cdot Re_g^{0.8} \cdot Pr_g^{0.43}$$

$$Nu_g = 0.023 \cdot 29000^{0.8} \cdot 6,0^{0.43} = 185$$

16. Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде:

$$\alpha_g = \frac{Nu_g \lambda_g}{d_g}$$

$$\alpha_g = \frac{185 \cdot 0,61}{0,05} = 2260 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{град))}$$

17. Коэффициент теплопередачи от газа к воде:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_s}},$$

где λ – коэффициент теплопроводности стали, $\lambda = 46,5$ (Вт/(м·град)) [2].

$$K = \frac{1}{\frac{1}{95,3} + \frac{3 \cdot 10^{-3}}{46,5} + \frac{1}{2260}} = 90 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{град))}$$

С учетом загрязнений поверхностей спирали, в частности, отложений нафталина, принимаем фактический коэффициент теплопередачи

$$K_{факт} = 0,8K = 0,8 \cdot 90 = 72 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{град))}$$

18. Движущая сила процесса теплопередачи (средняя разность температур):

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}},$$

где $\Delta t_1 = t_{zh} - t_{vk} = 55 - 28 = 27^\circ\text{C}$, $\Delta t_2 = t_{zk} - t_{vn} = 30 - 25 = 5^\circ\text{C}$

$$\Delta t_{cp} = \frac{27 - 5}{\ln \frac{27}{5}} = 13^\circ\text{C}$$

19. Потребная поверхность теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{K_{факт} \cdot \Delta t_{cp}}$$

$$F = \frac{3435000 \cdot 10^3}{3600 \cdot 72 \cdot 13} = 1020 \text{ (м}^2\text{)}$$

20. Высота спирали:

$$h = \frac{F}{2L} = \frac{1020}{2 \cdot 85} = 6,0 \text{ (м)}$$

Полученное значение высоты спирали совпадает с принятым ранее.

21. Высота одной секции спирали:

$$h_1 = \frac{h}{3} = \frac{6}{3} = 2 \text{ (м)}$$

22. Общая высота аппарата:

Принимаем расстояние между спиралями 1 м, расстояние от нижней спирали до днища аппарата 2 м, от верхней спирали до штуцера входа газа 1,5 м. Тогда общая высота аппарата составит:

$$H = 3 \cdot 2 + 2 \cdot 1 + 2 + 1,5 = 11,5 \text{ (м)}$$

Полученные размеры и площадь поверхности теплопередачи совпадают с соответствующими параметрами заводского аппарата [6].

Таким образом, расчет конечного газового холодильника спирального типа может быть произведен на основе общепринятых современных представлений о процессе теплопередачи с применением классической теории подобия.

Список использованной литературы

1. Справочник коксохимика. Т.3. Улавливание и переработка химических продуктов коксования / [под общ. ред. Е.Т.Ковалева]. — Харьков: Издательский Дом «ИНЖЕК», 2009. — 432 с.
2. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу «Процессы и аппараты химической технологии» / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. — М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. — 576 с.
3. Иоффе И.Л. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии / И.Л. Иоффе. — Л.: Химия, 1991. — 352 с.
4. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г. Касаткин. — М.: ООО ТИД «Альянс», 2008. — 753 с.
5. Коробчанский И.Е. Расчеты аппаратуры для улавливания химических продуктов коксования / И.Е. Коробчанский, М.Д. Кузнецов. — М.: Металлургия, 1972. — 296 с.
6. Конечное охлаждение коксового газа с применением различного оборудования / С.П. Федак, Л.А. Казак, Л.Ф. Сырова [и др.] // Углекислотный журнал. — 2009. — № 3-4. — С. 68-74.

Надійшла до редколегії 25.01.2013.

О.В. Кіпря МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ КІНЦЕВОГО ГАЗОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА СПІРАЛЬНОГО ТИПУ

Запропоновано методику розрахунку спірального кінцевого газового холодильника на основі дослідних даних ПАТ «Авдіївський коксохімічний завод». Наведено переваги застосування апаратів даної конструкції.

Ключові слова: кінцевий газовий холодильник, спіральний теплообмінник, коефіцієнт теплопередачі, поверхня теплопередачі, критеріальне рівняння.

A. Kiprya HELICAL TYPE FINAL GAS COOLER DESIGN PROCEDURE

The design procedure of the helical cooler to refrigerate a coke oven gas before its delivering into the wash-oil scrubbers is suggested. It's noted that the lack of the design procedure of helical type final gas coolers in the national literature causes difficulties in the selection of device. The advantages of the using of this construction devices for the final cooling of coke oven gas, in particular, a large heat-exchange surface with relatively small dimensions of the cooler, a compactness and an easy maintenance, are suggested. It's noted that the lack of a direct contact of the gas with the cooling water allows to avoid the entering of hazardous substances into a water, such as cyanides, rhodanides, phenols, naphthalene, and also to prevent the discharge of them into the environment in case of the cooling of a water on graduation towers. The practicability of the using of this construction devices in terms of the technological and environmental aspects is demonstrated. The structure of the helical type final gas cooler and the architecture of helices are introduced. The example of the final gas cooler designing for the Avdeyevka Coke and Chemical Plant is given. The achieved dimensions and the area of surface-heat transfer are equal to the corresponding parameters of the plant device. It is shown that the designing of the helical type final gas cooler can be made on the basis of generally accepted modern concepts of the heat-transfer process, using the classical similarity theory.

Key words: final gas cooler, helical heat exchanger, heat transfer coefficient, heat transfer surface, criterial equation.

Кіпря Александр Владимирович – канд.хим.наук, доцент кафедри «Химическая технология топлива», ГБУЗ «Донецкий национальный технический университет», Донецк, Украина; e-mail:alexandr-kiprya@yandex.ru

УДК 661.8; 678.5

И.Г. Крутько, канд. хим. наук., ст. науч. сотр., **В.А. Колбаса** (ГБУЗ «Донецкий национальный технический университет»)

О ВОЗМОЖНОСТИ ПОЛУЧЕНИЯ ТВЕРДЫХ ПЕН НА ОСНОВЕ МОДИФИЦИРОВАННОГО КАМЕННОУГОЛЬНОГО ПЕКА

В статье рассматриваются свойства каменноугольного пека как полимерного материала. Представлен механизм образования твердых пен и показана возможность получения пеноматериала на основе модифицированного каменноугольного пека.

Ключевые слова: каменноугольный пек, модификация, газонаполненные пластмассы, газообразователи, твердые пены.

Все пеноматериалы искусственного и естественного происхождения – пенопласты, пенокерамика, пеностекло, пенобетон и др. – относятся к гетерогенным дисперсным системам, в которых дисперсной фазой служит газ, а дисперсионной средой либо жидкость (жидкие пены), либо твердое тело (твердые пены).

Твердые пены нашли широкое распространение в качестве тепло- и звукоизоляционных материалов, а также легких конструкционных материалов.

Газонаполненные материалы, содержащие полимерную матрицу – пенопласты – имеют строение отвердевших пен. Пенопласты получают путем