

СРАВНЕНИЕ МАССОВЫХ И ТЕПЛООБМЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

А.И. Щелоков, Н.П.Краснова

Самарский государственный технический университет
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

Приведено сравнение характеристик конвективных поверхностей газовых водогрейных котлов. Дан сравнительный анализ массовых и теплообменных характеристик на примере конвективных поверхностей водогрейных котлов с дымогарными трубами и шипованной конвективной поверхностью теплообмена.

Ключевые слова: *конвективный теплообмен, продольное омывание, поперечное омывание, шипованные поверхности, интенсификация теплообмена.*

Повышение тепловой эффективности теплообменных аппаратов, т. е. увеличение коэффициента теплопередачи, может быть достигнуто путем направленного воздействия на увеличение конвективного теплообмена.

Задачи интенсификации конвективного теплообмена сводятся к уменьшению массогабаритных характеристик теплообменных устройств или к снижению температурного напора. Выбор метода интенсификации теплообмена в теплообменных аппаратах в большей степени определяется прикладными целями и условиями использования аппаратов в промышленности. Он базируется на изучении структуры потока заданного теплоносителя, а также на известных науке способах направленного изменения структуры потока, оптимальной для интенсификации теплообмена. Наиболее простой метод интенсификации – это увеличение скорости потока, набегающего на теплообменную поверхность. Если увеличение скорости потока теплоносителя не обеспечивает получения необходимых габаритов теплообменного устройства (или заданной температуры стенок), то необходима интенсификация теплообмена методами, которые обеспечат уменьшение габаритов при практически неизменных суммарных потерях давления на прокачку теплоносителя через теплообменный аппарат.

К одним из эффективных и компактных форм конвективных поверхностей принадлежат игольчато-зубчатые поверхности, разновидностью которых являются шипованные поверхности нагрева, представляющие собой пластину с приваренными с полным проплавлением металла стержнями – цилиндрическими шипами. В энергетическом машиностроении хорошо освоена технология ошипования поверхностей, а автоматизация изготовления этих поверхностей обуславливает их невысокую стоимость. Наружная гладкая поверхность ошипованных пластин легко поддается очистке от загрязнений. При этом весьма перспективной конвективной поверхностью нагрева для теплообменных аппаратов является коробчатый канал из пластин с приваренными шипами с газовой стороны в шахматном порядке.

Исследование теплообмена в ошипованных поверхностях нагрева создало пред-

Анатолий Иванович Щелоков (д.т.н., проф.), зав. кафедрой «Промышленная теплоэнергетика».

Наталья Петровна Краснова, ассистент кафедры «Промышленная теплоэнергетика».

посылки разработки и создания компактной теплогенерирующей техники для нагрева воды и технологических жидкостей. Интерес к таким разработкам вызван тем, что в последние годы для промышленных целей получили широкое применение жаротрубные паровые и водогрейные котлы полной заводской готовности. Важным показателем водогрейных котлов является удельная металлоемкость – отношение массы поверхности нагрева к величине тепловой мощности, кг/Вт.

Сравнение массовых характеристик поверхностей

Приведем сравнение массогабаритных характеристик конвективных поверхностей нагрева трехходового котла с дымогарными трубами и водогрейного котла с ошипованными газоходами. Для сравнения возьмем широко распространенную конструкцию котла фирмы Bertsch (Австрия) и такой же по мощности водогрейный котел с ошипованными поверхностями (см. таблицу).

Типовые характеристики водогрейного жаротрубного котла мощностью 1,16 МВт (каталог BERTSCH)

Компонент	Выходная температура, °С	Теплообмен, кВт	Нагреваемая поверхность, м ²
Пламя	1836		
Жаровая труба	1278	405	5,0
Реверсивная камера	1121	134	1,5
2-й ход	475	444	11,0
3-й ход	192	177	13,0
Сумма		1160	30,5

Теплообмен излучением происходит преимущественно в жаровой трубе и реверсивной камере. Конвективный теплообмен происходит во 2-м и 3-м ходе котла.

2-й и 3-й ходы котла выполнены из труб диаметром 57×3 мм, масса 1 погонного метра трубы составляет $m = 4$ кг [1].

Поверхность теплообмена 1 погонного метра трубы составит

$$f = \pi dl = \pi \cdot 0,057 \cdot 1 = 0,179 \text{ м}^2 / \text{п.м.}, \quad (1)$$

где d – внешний диаметр трубы; l – длина трубы.

Общая длина труб для второго и третьего ходов котла:

$$L_{II} = \frac{F_{II}}{f} = \frac{11}{0,179} = 61,450 \text{ м}; \quad (2)$$

$$L_{III} = \frac{F_{III}}{f} = \frac{13}{0,179} = 72,635 \text{ м}, \quad (3)$$

где L_{II} , L_{III} – длины труб второго и третьего ходов котла; F_{II} , F_{III} – поверхности теплообмена соответственно 2-го и 3-го ходов.

Масса трубной части соответственно:

$$M_{II} = m \cdot L_{II} = 4 \cdot 61,450 = 245,810 \text{ кг}; \quad (4)$$

$$M_{III} = m \cdot L_{III} = 4 \cdot 72,635 = 290,50 \text{ кг}, \quad (5)$$

где M_{II} , M_{III} – масса второго и третьего ходов соответственно.

Приведем расчет массогабаритных характеристик конвективной части котла, если ее выполнить в виде плоских коробчатых каналов из стальных пластин, к внутренним стенкам которых приварены цилиндрические стальные шипы ($\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³) следующих параметров: диаметр шипа $d = 10$ мм, длина шипа $l = 40$ мм. Ши-

пы в коробе располагаются в шахматном порядке таким образом, что их торцы упираются в противоположные стенки короба. Размеры шипов выбраны из условия неогорания, исследования которого приведены в [2].

Полная поверхность одного шипа

$$f_{ш} = \frac{\pi d_{ш}^2}{4} + \pi d_{ш} l_{ш} = \frac{\pi \cdot 0,01^2}{4} + \pi \cdot 0,01 \cdot 0,04 = 1,335 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, \quad (6)$$

где $f_{ш}$ – поверхность одного шипа; $d_{ш}$ – диаметр шипа; $l_{ш}$ – длина шипа.

Масса одного шипа

$$m_{ш} = \frac{\pi d_{ш}^2}{4} l_{ш} \rho = \frac{\pi \cdot 0,01^2}{4} 0,04 \cdot 7800 = 24,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг}. \quad (7)$$

На конвективные поверхности теплообмена, соответствующие второму и третьему ходам, приходится следующее количество шипов:

$$n_{II} = \frac{F_{II}}{f_{ш}} = \frac{11}{1,335 \cdot 10^{-3}} = 8243 \text{ шт.}; \quad (8)$$

$$n_{III} = \frac{F_{III}}{f_{ш}} = \frac{13}{1,335 \cdot 10^{-3}} = 9738 \text{ шт.}, \quad (9)$$

где n_{II} , n_{III} – количество шипов, соответствующих поверхностям теплообмена второго и третьего ходов.

Масса шипованных газоходов:

$$M_{IIш} = m_{ш} \cdot n_{II} = 24,5 \cdot 10^{-3} \cdot 8243 = 201,89 \text{ кг}; \quad (10)$$

$$M_{IIIш} = m_{ш} \cdot n_{III} = 24,5 \cdot 10^{-3} \cdot 9738 = 238,58 \text{ кг}, \quad (11)$$

где $M_{IIш}$, $M_{IIIш}$ – масса газоходов с шипованными поверхностями теплообмена, соответствующих второму и третьему ходам газоходов котла.

Сравнение теплоотдачи в конвективных поверхностях

Теплоотдача конвекцией при продольном движении дымовых газов внутри труб описывается следующим критериальным уравнением [3]:

$$Nu_f = 0,023 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,4} c_t c_d c_l, \quad (12)$$

где Re_f – критерий Рейнольдса для потока дымовых газов; Pr_f – критерий Прандтля; c_t – поправка на температуру потока и стенки; c_d – поправка при течении в кольцевых каналах; c_l – поправка на относительную длину канала.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном движении дымовых газов внутри труб вычисляется по формуле

$$\alpha_k = \alpha_n c_{\phi} c_l, \quad (13)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи конвекцией без поправок; c_{ϕ} – поправочный коэффициент, учитывающий содержание водяных паров в составе дымовых газов; c_l – поправка на относительную длину канала.

По данной формуле составлена номограмма для определения коэффициента теплоотдачи дымовых газов при продольном обтекании для различных диаметров труб и скоростей дымовых газов в них [4].

Согласно формуле (13) для газохода, выполненного из труб диаметром 57×3 мм, коэффициент теплоотдачи при средней скорости дымовых газов, равной 12 м/с, составит $\alpha_k \approx 38 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Теплоотдачу в газоходе, выполненном из пластин с приваренными цилиндрическими шипами в шахматной расстановке, следует рассматривать как канал с попе-

речно обтекаемым пучком водогрейных труб малого диаметра. Для этого случая справедлива формула [2]

$$Nu_f = Re_f^{0,6} Pr_f^{0,33} c_z c_s, \quad (14)$$

где c_z – поправка на число рядов по ходу дымовых газов; c_s – поправка на компоновку пучка.

Коэффициент теплоотдачи в этом случае составит

$$\alpha_k = \alpha_n c_z c_s c_\phi. \quad (15)$$

По данной формуле также составлены номограммы для определения коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании труб дымовыми газами в зависимости от диаметра труб и скорости потока дымовых газов в канале [3].

При равной скорости дымовых газов 12 м/с $\alpha_k \approx 145 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Выводы

1. Исследования показывают, что при заданных поверхностях теплообмена возможно уменьшить массу котла на 17,9 % за счет применения в конвективной части газоходов, выполненных из металлических пластин с приваренными шипами.

2. Применение шипованных поверхностей в областях пониженной интенсивности теплоотдачи позволит увеличить коэффициент теплоотдачи в 3,8 раза.

3. Совокупность полученных данных позволяет снизить металлоемкость теплообменного аппарата и, как следствие, стоимость его изготовления и обслуживания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 10704-91 «Трубы стальные электросварные».
2. *Иванова И.М.* Исследование ошипованных поверхностей нагрева газовых теплогенераторов малой мощности: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Куйбышев, 1975.
3. *Бакластов А.М.* Проектирование, монтаж и эксплуатация теплообменников: Учеб. пособие по специальности «Промышленная теплоэнергетика». – М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.
4. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. Н.В Кузнецова и др. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.

Статья поступила в редакцию 21 мая 2013 г.

COMPARISON OF MASS AND THERMAL PROPERTIES OF CONVECTIVE HEAT EXCHANGE SURFACES

A.I. Schelokov, N.P. Krasnova

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100

The paper is devoted to comparison of mass and heat exchange properties of different convective surfaces. Flue pipes and spiked surfaces are considered. Convective heat transfer of these surfaces is shown.

Keywords: convective heat exchange, direct-axis laving, transverse laving, spiked surface, intensification of heat-exchange.

*Anatoly I. Schelokov (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.
Nataliia P. Krasnova, Assistant.*