

УДК 536.24

ОСОБЕННОСТИ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛОБМЕНА В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ТОПКАХ СПЛОШНОЙ ШЕРОХОВАТОСТИ

И.В. Макаров, А.И. Щелоков

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

Рассматриваются особенности конвективного теплообмена в топках паровых котлов в условиях сплошной шероховатости. Теплообменная поверхность в виде плотно сжатых винтовых змеевиков из круглой трубы представляет собой особый вид шероховатой поверхности. Перенос тепла между потоком продуктов горения и поверхностью нагрева относится к категории сложного теплообмена, характеризующегося одновременностью передачи тепла излучением и конвекцией. Используется гидродинамическая аналогия О. Рейнольдса для решения задачи конвективного теплообмена. Этот метод приближенного расчета теплоотдачи при турбулентном движении теплоносителя не связан с решением дифференциальных уравнений и широко применяется для решения различных прикладных задач. Результаты расчета согласуются с данными Нуннера и с экспериментом авторов.

Ключевые слова: конвективный теплообмен, топка парового котла, сплошная шероховатость, гидродинамическое сопротивление.

Устойчивое развитие экономики невозможно без обеспечения рационального и экологически ответственного использования топливно-энергетических ресурсов, возобновляемых источников энергии, развития экологически чистых и энергоэффективных тепловых технологий в производственной сфере, жилищно-коммунальном секторе и инфраструктуре городского хозяйства. Широкая газификация страны предопределила бурное развитие децентрализованного теплоснабжения. Для промышленных производств, предприятий малого и среднего бизнеса, перерабатывающих отраслей децентрализованное теплоэнергоснабжение позволяет обеспечить значительное снижение энергопотребления, наиболее полное использование имеющихся низкопотенциальных источников энергии технологических производств, свести к минимуму потери энергии при ее транспорте к потребителю.

Технической базой этого направления теплоснабжения являются жаротрубные и водогрейные котлы малой и средней мощности. В современных жаротрубных котлах, топка которых представляет собой цилиндрическую водоохлаждаемую камеру сгорания, существенную роль играет передача теплоты конвекцией. Это вызвано тем, что топка работает под наддувом и течение продуктов горения имеет организованный характер – химически реагирующая струя газозвушной смеси развивается в стесненном пространстве, где неизотермический поток носит неустановившийся характер, на который оказывают влияние различные факторы конструктивного и аэродинамического происхождения.

Иван Владимирович Макаров, ассистент кафедры «Промышленная теплоэнергетика».

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

В общем случае в топочном пространстве передача тепла стенкам жаровой трубы осуществляется двумя путями – излучением и конвекцией. При этом, как и в большинстве высокотемпературных процессов, принимают, что основная доля теплоты передается излучением. При расчете теплообмена в топке котлов [1] конвективной составляющей пренебрегают ввиду ее малости, а производится расчет суммарного радиационного теплообмена между топочной средой и элементами ее ограждения с целью определения температуры газов на выходе из топочной камеры при поверочном расчете или определения площади поверхности стен топочной камеры при конструктивном.

Представляют большой практический интерес технические устройства, в которых поверхность теплообмена выполнена в виде плотно сжатых винтовых змеевиков из стальных труб (прямоточные промышленные паровые котлы, огневые подогреватели жидкостей и др.), образующих при этом волнистую поверхность нагрева сплошной шероховатости. Теплообменная поверхность в виде плотно сжатых винтовых змеевиков из круглой трубы представляет собой особый вид шероховатой поверхности, когда высота и форма выступа, продольный шаг между двумя соседними выступами не могут быть произвольными, а отношение высоты выступа к продольному шагу является фиксированной величиной и зависит от диаметра трубы, из которой выполнен винтовой змеевик, и диаметра топки.

Перенос тепла между потоком продуктов горения и поверхностью нагрева относится к категории сложного теплообмена, характеризующегося одновременностью передачи тепла излучением и конвекцией. Результирующий тепловой поток двух разных механизмов теплопереноса записывается в виде суммы:

$$q_{\Sigma} = q_{\lambda} + q_{\kappa}. \quad (1)$$

Здесь q_{λ} – лучистый тепловой поток, Вт/м²; q_{κ} – конвективный тепловой поток, Вт/м².

В зависимости от температурного уровня протекающих в системе процессов теплообмена вклад каждого механизма будет различным – в интервале температур более 600 °С преобладает механизм передачи тепла излучением, а с понижением температуры доля излучения снижается. Разделить такие сложные процессы на элементарные не всегда возможно, поэтому предпочтение отдается главному механизму, а все другие, вносящие меньший вклад, считаются второстепенными и учитываются различными поправочными коэффициентами.

Излучательная способность продуктов сгорания зависит от степени черноты газов и их температуры. В объеме рабочего пространства топочной камеры продукты сгорания движутся с неравномерными скоростями, имеют неодинаковую температуру и светимость, что зависит от способа организации процесса сжигания газового топлива.

Так как топка жаротрубных котлов представляет собой короткий цилиндрический канал без каких-либо дополнительных поверхностей, способных повлиять на механизм лучистого теплообмена, то для определения теплового потока излучением воспользуемся формулой Г.Л. Поляка [2]:

$$q_{\lambda} = \frac{5,67}{\frac{1}{\varepsilon_{\Gamma}} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} [T_{\Gamma}^4 - T_c^4]. \quad (2)$$

Для определения степени черноты CO₂ и H₂O используются общеизвестные графики [3], а степень черноты системы определяется приведенным коэффициентом излучения:

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1}. \quad (3)$$

В качестве материала для котлов используется сталь, степень черноты которой для чистых труб принимается равной $\varepsilon_c = 0,8$. В случае загрязнения стенок следует ввести поправку, как это рекомендуется «Нормативным методом теплового расчета котлов» [1].

При расчете суммарного теплообмена топок со сплошной шероховатостью следует иметь в виду, что полная поверхность стен топки с учетом кривизны выступов больше лучевоспринимающей поверхности.

Для решения различных прикладных задач широко используется гидродинамическая аналогия теплообмена, предложенная О. Рейнольдсом. Этот метод приближенного расчета теплоотдачи при турбулентном движении теплоносителя не связан с решением дифференциальных уравнений и широко применяется для решения различных прикладных задач.

При вынужденной конвекции критериальные уравнения подобия записываются относительно чисел Стентона, наиболее полно учитывающих изменение теплофизических свойств теплоносителя в условиях высоких температур.

Критерий Стентона связан с коэффициентом трения стенок канала при движении теплоносителя [4]:

$$St = \frac{\alpha_K}{c_p \rho w} = \frac{\xi}{8}. \quad (4)$$

С другой стороны,

$$St = \frac{\alpha_K}{c_p \rho w} = \frac{1}{\frac{36}{\sqrt{\xi}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right) + \frac{8,56}{\xi}} \psi, \quad (5)$$

где α_K – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/м²*К; c_p – теплоемкость теплоносителя, кДж/кг*К; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; w – скорость теплоносителя, м/с; Pr – число Прандтля; ξ – коэффициент трения при течении теплоносителя в канале.

Эта формула предложена Б.С. Петуховым и В.В. Кирилловым для расчета теплообмена в гладких трубах [5].

Для гладких труб коэффициент трения определяется по формуле Г.К. Филоненко:

$$\xi = 1/(1,82lgRe - 1,64)^2. \quad (6)$$

Эти выражения позволяют рассчитывать конвективный теплообмен турбулентных газовых потоков по опытным данным коэффициентов гидравлического сопротивления. Для шероховатых труб гидравлическое сопротивление оказывается практически таким же, как и для гладких, пока толщина вязкого подслоя Δ остается больше выступов δ шероховатой поверхности. При равенстве толщины вязкого подслоя высоте выступов в вязком подслое возникают возмущения, приводящие к его разрушению, и коэффициент сопротивления становится независимым от числа Рейнольдса. В этом случае коэффициент сопротивления определяется по формуле Никурадзе:

$$\xi = 1 / \left(1,74 + 21 \lg \frac{R}{\delta} \right)^2. \quad (7)$$

Эта формула позволяет определять коэффициент сопротивления по конструктивным характеристикам топки. Для этого требуется знать радиус топки R по оси свернутой в змеевик трубы и радиус трубы змеевика r , образующий выступ шероховатости δ .

Таким образом, конвективный теплообмен в топке сплошной шероховатости, определяемый по формуле (5), учитывает ее конструктивные особенности и теплофизические свойства теплоносителя. Проведенные расчеты показывают удовлетворительное совпадение с опытными данными Нуннера (рис. 1) [6].

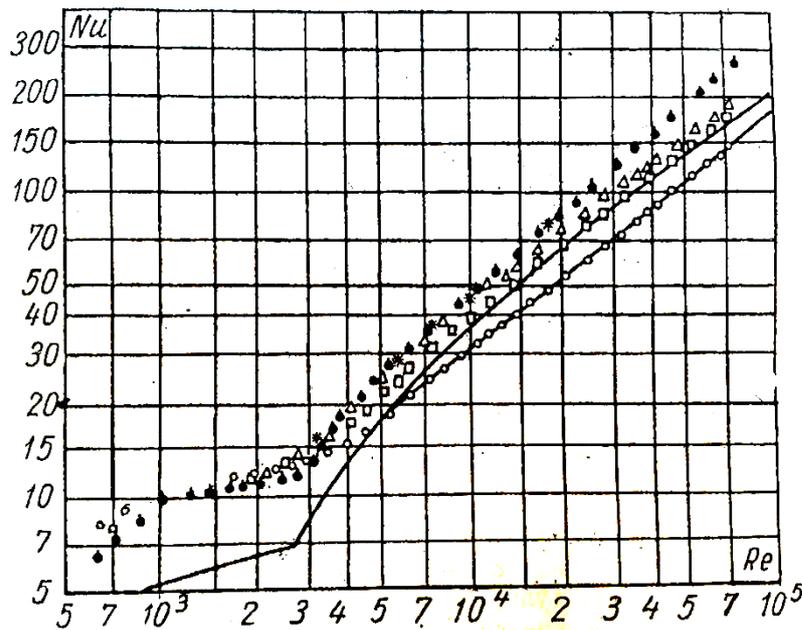


Рис. 1. Теплоотдача труб с кольцевыми вставками по опытными данным Нуннера (B80, C80, D2) и авторов:
 о – гладкая труба; □ – C80; Δ – B 80; ● – D2; * – цилиндрический канал из плотносжатых винтовых змеевиков (камера сгорания сплошной шероховатости)

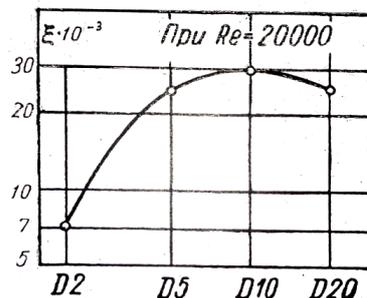


Рис. 2. Зависимость коэффициента сопротивления от расстояний между кольцами

При обработке экспериментальных данных вводилась поправка на неизотермичность потока (Pr_f / Pr_w), предложенная М.А. Михеевым [2].

Нуннер исследовал влияние шероховатости на теплообмен и сопротивление при течении воздуха в трубе D2, в которой были расположены кольца вплотную друг к другу, образуя при этом волнистую поверхность теплообмена. Плотная посадка колец образовывала непрерывную сплошную поверхность, когда между кольцами отсутствовала возможность вихреобразования, что обеспечивало потенциальное обтекание волнистой поверхности с минимальным сопротивлением (рис. 2) [6].

Как видно из опытов Нуннера, при плотной посадке колец D2 коэффициент сопротивления имеет меньшее значение, чем в случаях установки колец с зазором, когда имеет место срыв потока с образованием вихревых зон (D5, D10, D20). Таким образом, при волнистой поверхности нагрева можно увеличить теплосъем без значительных аэродинамических потерь. Сравнение коэффициентов сопротивления камеры сгорания сплошной шероховатости было произведено при расчетной нагрузке экспериментального парового котла (число $Re = 18760$), при этом имело место незначительное (не более 5–7 %) отклонение величин коэффициента сопротивления от данных других авторов [4, 5, 7].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тепловой расчет паровых котлов (Нормативный метод). – СПб., 1998. – 259 с.
2. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973. – 320 с.
3. Левченко В.П. Расчеты печей и сушил силикатной промышленности. – М.: Высшая школа, 1968. – 367 с.
4. Исаев С.И., Кожин И.А., Кафанов В.И. и др. Теория тепломассообмена / Под ред. А.И. Леонтьева. – М.: Высшая школа, 1979. – 479 с.
5. Шорин С.Н. Теплопередача. – М.: Высшая школа, 1964. – 490 с.
6. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. – М.-Л.: Энергия, 1966. – 164 с.
7. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1969. – 744 с.

Статья поступила в редакцию 6 ноября 2014 г.

CONVECTIVE HEAT TRANSFER IN CYLINDRICAL BUND UNDULATION FURNACES

I.V. Makarov, A.I. Shchelokov

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

Convective heat transfer and its features in the bund undulation furnaces of steam boilers have an important task. The heat exchange surface in the form of tightly compressed helical coiled circular pipes is a special kind of a rough surface. Heat transfer between the flow of combustion products and the heating surface is classified as complex heat exchange, characterized by the simultaneous transfer of heat by radiation and convection. Used hydrodynamic analogy O. Reynolds for solving the problem of convective heat transfer. This method of approximate calculation of heat transfer in turbulent flow of coolant is not associated with the solution of differential equations, and is widely used for various application tasks. Results of authors experiment are consistent with the Nunner's data.

Keywords: convection heat transfer, furnace of steam boiler, bund undulation, hydrodynamic drag.

*Ivan V. Makarov, Assistant.
Anatoly I. Shchelokov (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.*