

А.В. ЕФИМОВ д-р. техн. наук, **Л.В. ГОНЧАРЕНКО** канд. техн. наук,
К.Э. ЦЫМБАЛ, Т.А. ЕСИПЕНКО, НТУ «ХПИ»

ВЫБОР КРИТЕРИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА В КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ШАРООБРАЗНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Запропоновано критеріальні рівняння для розрахунку теплообміну газоподібного середовища з купелодібним теплоносієм у безконденсаційному і в конденсаційному режимах функціонування теплообмінного апарату для глибокої утилізації теплоти відхідних газів, яка була отримана на підставі аналізу багаточисельних літературних даних.

The criterion equation for a gas phase with the spherical heat exchange calculate in condensate and without condensate modes functioning heat exchange device for leaving gases heat deep utilization, which was received on the basis of the numerous literature dates analysis, was present.

В настоящее время в отечественной и зарубежной энергетике все более четко прослеживается тенденция совершенствования технологий топливоиспользования за счет глубокой утилизации низкопотенциальной теплоты уходящих газов в котельных установках индивидуальных и централизованных систем теплоснабжения [1-3]. В [4] предложен один из вариантов такой утилизации в водогрейном котле средней теплопроизводительности типа КВГМ-20-150, в котором в качестве теплоутилизатора используется конденсационный воздухоподогреватель с циркулирующим шарообразным промежуточным теплоносителем (КВП). При проектировании такого теплообменного аппарата возникают трудности в достоверном определении коэффициентов теплоотдачи как в бесконденсационном, так и в конденсационном режимах его функционирования.

Литературный обзор, проведенный в этом направлении [5-9], свидетельствует, что надежные методики расчета теплообмена при конденсации водяных паров из парогазовых смесей на поверхности шарообразного слоя практически отсутствуют. Кроме того, условия теплообмена, для которых в этих работах выполнены теоретические и экспериментальные исследования, существенно отличаются от условий теплообмена в теплообменном аппарате с движущимся шарообразным теплоносителем. Определение достоверных коэффициентов теплоотдачи может быть обеспечено на основе тщательно поставленного экспериментального исследования. Однако проведение такого исследования является технически достаточно сложной и дорогостоящей процедурой.

Поэтому наиболее рациональным вариантом является выбор критериальных уравнений для определения коэффициентов теплоотдачи путем проведения расчетного исследования с использованием литературных данных, обширных для бесконденсационного и ограниченных для конденсационного режимов теплообмена.

В справочнике [9] систематизированы теоретические и опытные данные многочисленных исследований в виде обобщенных критериальных уравнений, описывающих конвективный теплообмен между средой и слоем шарообразного теплоносителя.

Для слоя с неподвижной шаровой засыпкой обобщенное критериальное уравнение трансформируется с помощью данных [9] в такую зависимость:

$$Nu = 0,24 \cdot Re^{0,83} . \quad (1)$$

Здесь, $Re = \frac{W \cdot d}{\nu_r}$ где W – скорость движения газов в живом сечении

(скорость фильтрации), d – диаметр шара, ν_r – коэффициент кинематической вязкости газов.

Различные условия теплообмена между средой и слоем движущихся частиц описываются в [9] следующим образом:

– теоретическое решение при $Re > 30$:

$$Nu = 0,25 \cdot Re^{0,82} . \quad (2)$$

Здесь $Re = \frac{W \cdot d_3}{\nu_r}$, где $d_3 = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon_k)}{a}$, ε_k – порозность слоя;

a – удельная поверхность слоя;

– нисходящий прямоток, охлаждение при $Re > 500$:

$$Nu = 0,26 \cdot Re^{0,53} + 0,15 \cdot Re^{0,83} . \quad (3)$$

Здесь $Re = \frac{W \cdot d_3}{\nu_r}$, где $d_3 = \frac{4 \cdot \varepsilon_k}{a}$,

– стационарный теплообмен при $Re > 30$:

$$Nu = 0,354 \cdot Re^{0,64} . \quad (4)$$

Здесь $Re = \frac{W \cdot d_3}{\nu_\Gamma}$, где $d_3 = \frac{4 \cdot \varepsilon_\kappa}{a}$;

– высокотеплопроводные насадки при $Re = 150 - 1170$:

$$Nu = 0,025 \cdot Re_\varepsilon^{0,89} \cdot \left(\frac{\lambda_\kappa}{\lambda_\Gamma} \right)^{0,15}. \quad (5)$$

Здесь $Re_\varepsilon = \frac{W \cdot d_3}{\nu_\Gamma \varepsilon_\kappa}$ где $d_3 = \frac{4 \cdot \varepsilon_\kappa}{a}$,

λ_κ – коэффициент теплопроводности материала насадки;
 λ_Γ – коэффициент теплопроводности газа;

– по кривым Шумана при $Re = 67 - 1050$;

$$Nu = 0,14 \cdot Re^{0,92}. \quad (6)$$

Здесь $Re = \frac{W \cdot d}{\nu_\Gamma}$;

– кипящий слой, алюминиевые шары диаметром 2,3 - 3,54 мм:

$$Nu = 0,316 \cdot Re^{0,8}. \quad (7)$$

Здесь $Re = \frac{W \cdot d}{\nu_\Gamma}$.

Интересные данные с точки зрения достоверности определения коэффициентов теплоотдачи приведены в [10]. Достоверность обеспечивается большим количеством экспериментальных данных, полученных различными исследователями в широком диапазоне изменения чисел Рейнольдса, порозности, диаметров шаров плотноупакованных слоев. Рассматривается теплообмен между движущимся теплоносителем и неподвижными слоями из сферических тел. В работе указывается, что числа Нуссельта в слоях при одинаковых скоростях движения теплоносителя существенно больше, чем для одиночных сфер. С увеличением числа Рейнольдса это отличие уменьшается. Также показано, что числа Нуссельта увеличиваются в первых двух слоях (рядах) сфер и затем достигают своего предельного значения.

Для расчета чисел Нуссельта предложены следующие уравнения:

$$Nu = f_\psi \cdot Nu_{single\ sphere}, \quad (8)$$

где коэффициент формы f_ψ для порозности ψ в диапазоне от 0,26 до 1,0 определяется по уравнению:

$$f_\psi = 1 + 1,5(1 - \psi); \quad (9)$$

$Nu_{single\ sphere}$ определяется по формулам:

$$Nu_{single\ sphere} = 2 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2}; \quad (10)$$

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_\psi} \cdot \sqrt[3]{Pr}; \quad (11)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re_\psi^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re_\psi^{-0,1} (Pr^{2/3} - 1)}. \quad (12)$$

В этих формулах: $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$; $Re_\psi = \frac{W_{free} \cdot d}{\nu \cdot \psi}$; $Pr = \frac{\nu}{K}$,

где W_{free} – скорость движения среды через живое сечение аппарата, в котором размещена плотноупакованная насадка;

d – диаметр сферы; ψ – порозность слоя насадки;

Коэффициенты теплопроводности λ , кинематической вязкости ν и температуропроводности K движущейся среды определяются по среднemasсовой температуре:

$$T_m = (T_{in} + T_{out}) / 2,$$

где T_{in} и T_{out} – среднemasсовые температуры среды на входе и выходе соответственно.

Выполненные в [10] расчеты по формуле (8) при $Pr = 0,6$, $Pr = 0,7$ и $f = 1$, свидетельствует о том, что большинство экспериментальных данных отличаются от расчетных значений не более чем на $\pm 15\%$.

По уравнениям (8) - (12) для условий теплообмена, имеющих место в различных зонах КВП котла КВГМ-20-150 ($\psi = 0,419$, $d = 0,005$ м,

$W_{free} = 2 \div 4,5$ м/с, $Pr = 0,69 \div 0,72$, $T_m = 45,9 \div 113,4$ °С), нами была получена зависимость $Nu = f(Re)$, которая достаточно хорошо совпадает с кривой для $Pr = 0,7$, приведенной в [10].

В работе [11] представлены уравнения для определения критерия Нуссельта при фильтрации газа через шарообразный слой:

– для чугунной дроби диаметром 4,25 – 4,9 мм при $1,1 < w_{cp.} \leq 2,0$:

$$Nu = 0,0145 \cdot Re \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t; \quad (13)$$

– для керамических шаров диаметром 5,85 мм при $1,25 < w_{cp.} \leq 2,2$:

$$Nu = 0,0175 \cdot Re \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t, \quad (14)$$

где $w_{cp.}$ – отношение водяных эквивалентов шарообразного теплоносителя и газа; $w_{cp.} = 1,1$ – оптимальное значение для чугунной дроби;

$w_{cp.} = 1,25$ – для керамических шаров; C_t – температурная поправка.

В работе [11] приведена также графическая зависимость критерия Nu от числа Рейнольдса, построенная по данным различных авторов, которая была включена в настоящее расчетное исследование.

В работах [12, 13] для определения коэффициентов теплоотдачи используются следующие критериальные уравнения:

– для стационарного слоя при $Re = 30 \div 8 \cdot 10^4$:

$$Nu = 0,395 \cdot Re^{0,64} \cdot Pr^{1/3}, \quad (15)$$

– для нестационарного слоя при $Re = 5000 \div 50$:

$$Nu = 0,166 \cdot Re^{0,725} \cdot Pr^{1/3}. \quad (16)$$

В формулах (13) – (16) принято: $Re = \frac{W_r \cdot d_s}{\nu_r}$, $d_s = \frac{4 \cdot \epsilon_k}{a}$,

где $W_r = \frac{W_{ф.г.}}{\epsilon_k}$ – скорость движения газа в слое теплоносителя;

$W_{ф.г.}$ – скорость фильтрации газа, т.е. скорость движения газа через живое сечение аппарата при отсутствии шарообразного теплоносителя;

Критериальные уравнения, приведенные в [14], можно использовать лишь при $Re \leq 500$, так как при больших числах Re значения Nu оказываются завышенными.

При нагреве стальных, свинцовых и стеклянных шарообразных слоев ($d = 1,6 \div 4,3$ мм) в [14] и [15] используются следующие уравнения для определения числа Нуссельта (в качестве определяющего размера принят диаметр шара):

$$Nu = 0,11 \cdot Re; \quad (17)$$

$$Nu = 0,23 \cdot Re^{0,863}. \quad (18)$$

В работе [16] для определения коэффициентов теплоотдачи рекомендуется критериальное уравнение:

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0,23 \cdot Re^{-0,3}, \quad (19)$$

где St – критерий Стантона, $St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr}$; $Re = \frac{W \cdot d_s}{\nu_r \cdot \epsilon_k}$, $d_s = \frac{4 \cdot \epsilon_k}{a}$.

По приведенным выше критериальным уравнениям с целью получения зависимости $Nu = f(Re)$ нами было проведено расчетное исследование для характерных условий теплообмена в КВП котла КВГМ-20-150 с шарообразным циркулирующим теплоносителем. При этом принимались: диаметр шаров $d = 0,004 \div 0,005$ м; порозность $\epsilon_k = 0,4 \div 0,42$; материал шаров – стекло, алюминий; скорости движения газов и воздуха (скорости фильтрации) $W = 1,4 \div 4,25$ м/с; средние температуры газов и воздуха $\vartheta = 45 \div 115$ °С.

Результаты этого исследования, а также данные [11, 14, 15, 17, 18], представлены на рис. 1 в виде графиков зависимости:

$$Nu \left(\frac{d}{d_s} \right) = f(Re).$$

Из рисунка следует, что разброс значений чисел Нуссельта достаточно велик. Отклонение от среднего значения числа Nu во всем диапазоне изменения чисел Re составляет ± 30 %. Наиболее близкие результаты по

отношению к среднему значению числа Nu получены путем расчета по методикам, изложенным в [9] для слоя с неподвижными шарами $Nu = 0,24 \cdot Re^{0,83}$ (на рис.1 – выделено жирной линией), в [10] и в [11] для поперечно-продувного движущегося плотного слоя.

Поэтому в тепловом расчете КВП котла КВГМ-20-150 с циркулирующим шарообразным теплоносителем для определения коэффициента теплоотдачи в бесконденсационной зоне было принято уравнение $Nu = 0,24 \cdot Re^{0,83}$.

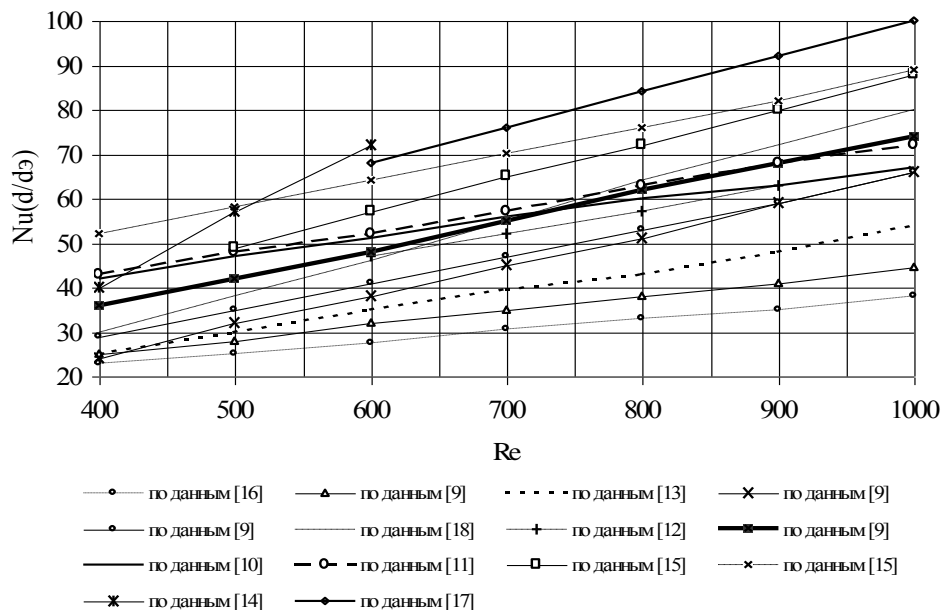


Рис. 1 Зависимость $Nu(d/d_3) = f(Re)$

В связи с недостатком достоверных данных по теплообмену в конденсационной части КВП [5-9], учет эффекта конденсации осуществлялся в соответствии с рекомендациями [19]:

$$\alpha_{пр.} = \alpha_n \left[1 + \frac{r \cdot (d_r - d''_{ст.})}{C \cdot (t_r - t''_{ст.})} \right],$$

где $\alpha_{пр.}$ – коэффициент теплоотдачи от газов к шаровому слою в конденсационном режиме теплообмена; α_n – коэффициент теплоотдачи от газов к шаровому слою в бесконденсационном режиме теплообмена; r –

скрытая теплота парообразования; d_r – начальное влагосодержание продуктов сгорания (газов); $d''_{ст.}$ – влагосодержание газов при температуре стенки $t''_{ст.}$ шарообразного теплоносителя; C_r – теплоемкость газов; t_r – начальная температура газов.

Выбранная на основании анализа литературных данных критериальная зависимость $Nu = f(Re)$ для бесконденсационной зоны КВП котла КВГМ-20-150 с учетом эффекта конденсации в его конденсационной зоне позволяет, по нашему мнению, корректно осуществить расчет теплообмена. Однако окончательный вывод можно будет сделать после серии экспериментальных исследований на опытно-промышленном образце КВП.

Список литературы: 1. Кормилицин В.И., Куклев А.Н., Горбунов А.А. О целесообразности применения установок для конденсации водяных паров из уходящих дымовых газов в технологическом цикле ТЭЦ// Энергосбережение и водоподготовка. – 2002. - №1. - С. 31-34. 2. Кудинов А.А., Калмыков М.В. Повышение эффективности работы конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа// Промышленная энергетика. – 2002. - №6. – С.49-52. 3. Hell F. Brennwertnutzung in Erdgas-und Heizölf Feuerungen// HLN-Heizung Lüftung/ Klima Haustechnik. – 2002. - №3. – 3796 Zeichen. 4. Ефимов А.В., Иглин Ю.С., Гончаренко Л.В. и др. Повышение экономичности водогрейных котлов путем глубокой утилизации теплоты уходящих газов// Интеграція технології та енерго збереження. – 2001.- №2. – С.36-41. 5. Берман Л.Д., Фукс С.Н. Расчет поверхностных теплообменных аппаратов для конденсации пара из паровоздушной смеси// Теплоэнергетика. – 1959. - №7. – С.74-83. 6. Бобе Л.С., Малышев Д.Д. К расчету конденсации пара при поперечном омывании труб парогазовой смесью// Теплоэнергетика. – 1971. - №12. – С.84-86. 7. Мухин В.А., Накоряков В.Е. Конденсация пара на наклонной пластине, помещенной в пористую среду// ЖПМ и ТФ. – 1985. - №5. – С.85-90. 8. Петрик П.Т. Теплообмен при конденсации на горизонтальной трубе в зернистом слое// Теплоэнергетика. – 1994. - №3. – С.47-49. 9. Кулинченко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам. - Киев: Техника. 1990. - 164 с. 10. Справочник по теплообменникам. В 2 т. Т.1. Пер. с англ., под ред. Б.С.Петухова, В.К.Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с. 11. Добряков Т.С., Мигай В.К. Воздухоподогреватели котельных установок. – Л.: Энергия, 1977. – 183 с. 12. Аэров М.Э., Тодес О.М. Гидродинамические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем. – Л.: Химия, 1979. 13. Аэров М.Э. Аппараты со стационарным зернистым слоем. – Л.: Химия, 1979. 14. Нинуа Н.Е. Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель. – М.: Высшая школа, 1965. – 105с. 15. Федоров И.И., Назаренко В.С., Каиунин Е.И. Исследование регенеративного воздухоподогревателя с плотным движущимся слоем твердого теплоносителя// Энергетические станции. – 1974. - № 9. – С.19-22. 16. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. – М.: Энергия, 1967. – 224 с. 17. Горбис З.Р. Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков. – М.: Энергия, 1970. – 424 с. 18. Померанцев В.В. Изучение теплопередачи в движущемся слое насадки при перекрестном и противоточном движении газа. – Труды ЦКТИ. Вып.73, 1966. – с.37-40. 19. Бухаркин Н.Е. О перспективе применения конденсационных водогрейных котлов в газовых отопительных котельных// Промышленная теплоэнергетика – 1991. - №9 – С.26-30.

Поступила в редколлегию 14.04.03.