

ТЕПЛООБМЕН В ТОПОЧНЫХ КАМЕРАХ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРОВ С ЖАРОВОЙ ТРУБОЙ

Наметившаяся в последние годы в Украине тенденция, направленная на децентрализацию систем теплоснабжения, требует создания высокоэффективных и маневренных теплогенераторов малой (до 2,5 МВт) мощности. Наиболее перспективной особенностью конструкции этих теплогенераторов, работающих на природном газе, является использование топки цилиндрической формы, а в конвективной части – дымогарных труб.

Радиационно-конвективный теплообмен между высокотемпературными продуктами сгорания и стенками топочных камер и конвективных поверхностей нагрева теплогенераторов с дымогарными трубами имеет существенное отличие от аналогичных процессов в топках более крупных водотрубных теплогенераторов. Изменения геометрических условий протекания процессов теплопереноса и иные режимные параметры работы топок приводят к существенным ошибкам при применении методов расчета теплообмена крупных теплогенераторов [1].

Основным вопросом, возникающим при обосновании той или иной модели теплообмена в топках малого объема, является оценка относительного вклада радиационного и конвективного переноса в сложный теплообмен. При этом одной из основных задач является определение температуры продуктов сгорания на выходе из топки. Данное положение обусловлено необходимостью сбалансировать тепlopоступления от продуктов сгорания топлива в топочной камере, представляющей жаровую трубу, с одной стороны, и, с другой стороны, в газотрубном конвективном пучке. При конструировании топочной камеры это условие представляется возможным решить путем оптимизаций коэффициента интегрального переноса теплоты.

Коэффициент интегрального переноса теплоты (K_T):

$$K_T = \frac{I_a - I_T''}{I_a - I_{CT}} , \quad (1)$$

где I_a — энтальпия продуктов сгорания при адиабатической температуре, кДж/м³ (кг); I_T'' — энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки, кДж/м³ (кг); I_{CT} — энтальпия продуктов сгорания при средней температуре поверхности стенки топки, кДж/м³ (кг), согласно [2] определяется следующим уравнением:

$$K_T = \frac{1}{1 + 0,0868 \frac{1}{\xi} (Re_H)^{0,55} (Bu)^{-0,86} \left(\frac{l}{d_3} \right)^{-0,75}}, \quad (2)$$

где ξ — коэффициент тепловой эффективности [2];

$$Re_H = \frac{V_T B_P T_a d_3}{273 N_{Л} v_{CM}} \text{ — число Рейнольдса;}$$

$$B_U = \frac{\bar{K}_O^P d_3}{\alpha} \text{ — число Бугера;}$$

l — длина топки, м; V_T — удельный объем продуктов сгорания на единицу топлива, м³/м³ (м³/кг); B_P — расход топлива, м³/с (кг/с); T_a — адиабатическая температура горения, °К; $N_{Л}$ — лучевоспринимающая поверхность топки, м²; d_3 — эквивалентный диаметр топки, м; v_{CM} — коэффициент кинематической вязкости продуктов сгорания, м²/с; \bar{K}_O^P — суммарный усредненный коэффициент поглощения продуктов сгорания, 1/м; α — коэффициент избытка воздуха.

Уравнения (1) и (2) позволяют определить значение энтальпии продуктов сгорания на выходе из топки, а по зависимости энтальпии от температуры газов устанавливается соответствующее значение последней.

На рисунке представлено влияние на K_T тепловой мощности (N) теплогенератора, а также длины и диаметра топочной камеры. Зависимость $K_T = f(N)$ построена при значениях $l = 2,5$ м и $d = 0,7$ м; зависимость $K_T = f(l)$ — при значениях $N = 2$ МВт и $d = 0,7$ м, а зависимость $K_T = f(d)$ — при значениях $N = 2$ МВт и $l = 2,5$ м.

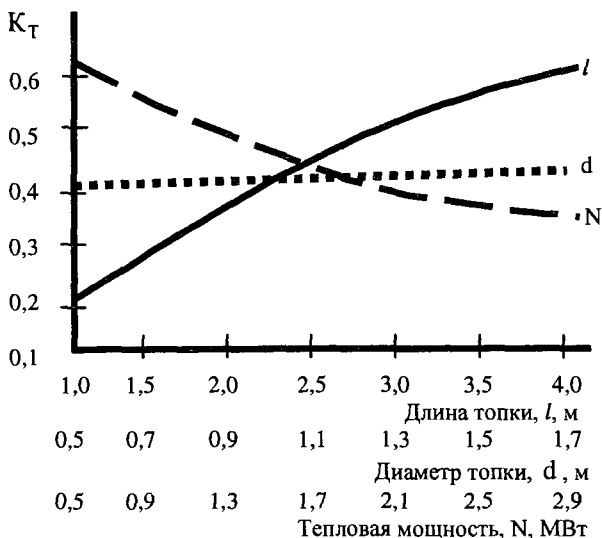


Рисунок. Зависимость коэффициента интегрального переноса теплоты от тепловой мощности теплогенератора, длины и диаметра топочной камеры

Видно, что на коэффициент K_T наиболее существенное влияние оказывает длина жаровой трубы, с увеличением которой при прочих одинаковых параметрах K_T увеличивается; с изменением внутреннего диаметра топки K_T практически не изменяется, а с повышением тепловой производительности теплогенератора — уменьшается. Таким образом, основной задачей является выбор оптимального соотношения длины жаровой трубы и ее диаметра, соответствующего тепловой мощности теплогенератора. В этих условиях необходимо в полной мере использовать объем топочного пространства и обеспечить равномерную тепловую нагрузку поверхности топки. Длина топки должна быть согласована с длиной конвективной части.

Литература

1. Тепловой расчет промышленных парогенераторов / Под. ред. В. И. Частихина. — К.: Вища школа, 1980. — 184 с.
2. В. Н. Братенков, П. А. Хаванов, Л. Я. Вэскер. Теплоснабжение малых населенных пунктов. — М.: Стройиздат, 1988. — 223 с.