

РАСЧЕТ МАЛОМОЩНОГО ВОДОГРЕЙНОГО КОТЛА КС-ТГ НА МЕСТНЫХ ВИДАХ ТОПЛИВА

Н.К. Зайцева, канд. техн. наук, доцент, К.Э. Гаркуша, канд. техн. наук, доцент,
А.Е. Андрейчик, ст. преподаватель, С.А. Алецкий, Н. И. Янголь, студенты (УО БГАТУ)

Аннотация

Разработана и усовершенствована инженерная методика расчёта мало мощного водогрейного стального котла, которая удовлетворяет всем нормативным требованиям. Методика расчёта позволяет учитывать особенности процесса теплообмена в водогрейном котле, работающем на местных видах топлива.

Введение

Современные строительные нормы предусматривают снижение теплопотерь ограждающих конструкций зданий, что заставляет применять для нужд отопления эффективное, малогабаритное оборудование, работающее на местных видах топлива.

Существующие методики [1, 2], позволяющие рассчитать промышленные котельные агрегаты высокой производительности, не учитывают особенностей теплопередачи в топках мало мощных котлов. Кроме того, для котлов малой производительности расчет может быть значительно упрощен.

Кафедра энергетики БГАТУ разработала инженерную методику расчета мало мощного водогрейного стального котла, которая удовлетворяет всем нормативным требованиям [1].

Основная часть

Теплота, выделяющаяся в топке котла при сжигании топлива, передается тепловоспринимающим поверхностям нагрева и газообразным продуктам сгорания. Зона максимальных температур расположена в ядре пламени, положение которого зависит от конструкции топки, качества топлива и способа его сжигания.

Конструктивный расчет топки производится по конкретному виду топлива при заданных параметрах теплоносителя. Для этого определяют основные размеры топки, включая объем, площадь колосниковой решетки и габаритные размеры. Затем определяют площади луче- и тепловоспринимающей поверхностей топки, обеспечивающих охлаждение топочных газов до определенной температуры, принятой по условиям оптимального теплового режима топочной камеры [2].

Энтальпия и объем продуктов сгорания на выходе из топки определяются в зависимости от вида и состава

топлива, коэффициента избытка воздуха, а также принятых температур уходящих дымовых газов из топки T_T'' и горения топлива T' . На основании расчетов строится $H - T$ диаграмма.

Полезное тепловыделение в топке определяется:

$$Q_T = Q_H^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4}, \quad (1)$$

где Q_H^p - низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг (МДж/м³);

q_3 - доля потерь теплоты от химической неполноты сгорания (%);

q_4 - доля потерь теплоты от механической неполноты сгорания (%);

q_6 - доля потерь теплоты с физической теплотой шлака и золы (%).

В топке котла одновременно происходит движение топлива, горение и движение продуктов сгорания, что осложняет процесс теплообмена, состоящего из конвективной и лучистой составляющей. Источником излучения является горящее топливо. Процесс излучения складывается из излучения топлива, газов и обратного излучения тепловоспринимающих и других ограждающих поверхностей.

Наибольшие трудности возникают при определении и уточнении температуры дымовых газов на выходе из топки T_T'' [4].

$$T_T'' = \frac{T_g}{M \left(\frac{5,67 \cdot \varphi_{cp} \cdot A_{ct} \cdot a_T \cdot T_g^3}{10^{11} \cdot \varphi \cdot B_p \cdot c_{cp}} \right)^{0,6}} - 273 \quad (2)$$

где T_g - теоретическая адиабатная температура горения, К;

M - геометрический параметр, учитывающий характер распределения температуры по высоте точки;

ψ_{cp} - среднее значение коэффициента тепловой эффективности;

A_{ct} - тепловоспринимающая поверхность топки, м²;

a_T - степень черноты продуктов сгорания в топке;

ϕ - коэффициент сохранения теплоты;

B_p - расчетный расход топлива, кг/с;

c_{cp} - средняя удельная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива в интервале температур $T_a - T_T''$, кДж/(кг·К); кДж/(м³·К).

Теоретическую адиабатную температуру горения T_a определяют по полезному тепловыделению в топке Q_T , используя $H-T$ диаграмму.

При определении c_{cp} предварительно задаются значениями температуры продуктов сгорания на выходе из топки T'' . Если принятое значение T'' отличается от величины T_T'' более чем на 2%, следует повторить расчет, уточнить величину c_{cp} и определить значение T_T'' по уравнению (2).

Добившись соответствия $T'' \approx T_T''$, по средней температуре в топке находят скорость продуктов сгорания и коэффициент теплоотдачи конвекцией α_x [1].

По уравнению теплового баланса судят, какое количество теплоты отдадут продукты сгорания воде через конвективную поверхность нагрева [2]

$$Q_6 = \phi(Q_T - H''), \quad (3)$$

где ϕ - коэффициент сохранения теплоты;

H'' - энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки.

Определив температуру загрязненной лучеиспускающей поверхности T_3 и температуру стенки T_{ct} , находим коэффициент теплоотдачи, учитывающий передачу теплоты излучением, [3]

$$\alpha_{\lambda} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot T_{ct}^3 \cdot \frac{1 - (T_3 / T_{ct})^4}{1 - (T_3 / T_{ct})} \cdot a_T. \quad (4)$$

Для определения степени черноты заданного вида топлива a_T определяется эффективная толщина излучающего слоя S , объемные и суммарные доли трехатомных газов r_n и их парциальное давление P_n , коэффициент ослабления лучей k , который зависит от коэффициентов ослабления лучей трехатомными газами k_r , сажистыми частицами k_c и золовыми частицами k_{zl} .

При сжигании твердого топлива определяется суммарная оптическая толщина среды KPS.

Вычисляются такие величины, как степень черноты факела a_{ϕ} , его светящейся части a_{cb} и несветящихся трехатомных газов a_r . При слоевом сжигании твердого топлива определяется площадь зеркала горения R .

Степень черноты топki a_T , так же, как и c_{cp} , зависит от температуры на выходе из топki T_T'' .

Суммарный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = (\alpha_x + \alpha_{\lambda}). \quad (5)$$

Количество теплоты, воспринимаемое поверхностью нагрева в топке, кДж/кг; кДж/м³.

$$Q_T = \frac{\alpha_1 \cdot A_{ct} \cdot \Delta t}{B_p \cdot 10^3}, \quad (6)$$

где Δt - температурный напор.

При расхождении значений Q_T и Q_6 более чем на 2%, принимают новое значение конечной температуры и повторяют расчет. Если при втором значении T'' расхождение Q_T и Q_6 окажется больше указанного предела, истинную температуру находят при помощи графической интерполяции по вариантам а или б (рис. 1).

Добившись примерного равенства Q_T и Q_6 , находим расход нагреваемой воды, её скорость, коэффициент теплоотдачи от стенки топki к нагреваемой воде α_2 .

Коэффициент теплопередачи между дымовыми га-

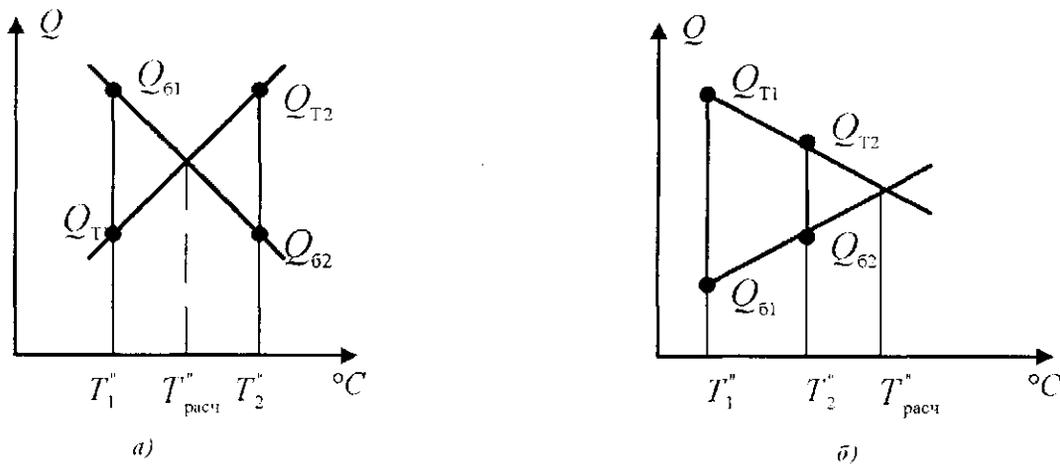


Рис. 1. Зависимость теплопроизводительности от температуры продуктов сгорания на выходе из топki:
а) при увеличении Q_T в новой расчете;
б) при уменьшении Q_T в новой расчете.

зами и водой определяется по известному выражению

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (7)$$

где δ - толщина стенок топки, м;

α - коэффициент теплопроводности материала стенки.

Расчет водогрейных стальных котлов малой мощности заканчивается определением количества теплоты, воспринимаемого водой

$$Q_v = \frac{k \cdot A_n \cdot \Delta t}{B_p \cdot 10^3}, \quad (8)$$

где A_n - греющая поверхность, соприкасаемая с водой, м².

Вывод: приведенный расчет позволяет учитывать особенности процессов теплообмена в водогрейном котле малой мощности, работающем на местных видах топлива. Используя данную методику, можно конструировать и рассчитывать новые котлы требуемой

теплопроизводительности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) /Под ред. Н.В. Кузнецова. - 2-е изд. - М.: Энергия, 1973.
2. Безгрешнов, А.Н. Расчет паровых котлов в примерах и задачах/ А.Н. Безгрешнов, Ю.М. Липов, Б.М. Шлейфер/ Под ред. Ю.М. Липова. - М.: Энергоатомиздат, 1991.
3. Делягин, Г.Н. Теплогенерирующие установки: учебник для вузов/ Г.Н. Делягин, В.И. Лебедев, Б.А. Пермяков. - М.: Стройиздат, 1986.
4. Лебедев, В.И. Расчет и проектирование теплогенерирующих установок систем теплоснабжения: учебное пособие для вузов/ В.И. Лебедев, Б.А. Пермяков, П.А. Хаванов. - М.: Стройиздат, 1992.

УДК 631.3.06

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 19.02.2006

ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕ-ПОСЕВНОЙ АГРЕГАТ ДЛЯ ПРОПАШНЫХ КУЛЬТУР

А.С. Добышев, докт. техн. наук, профессор, Ф.Ф. Зубиков, аспирант (УО ВГСХА)

Аннотация

Приведены результаты экспериментальных исследований опытного образца комбинированного почвообрабатывающе-посевного агрегата с вертикальной фрезой, а также экспериментальные данные удельных энергозатрат и удельного расхода топлива в зависимости от скорости движения агрегата с пассивными и активными рабочими органами в сравнении с зарубежными аналогами.

Введение

К настоящему времени в республике накоплен большой опыт разработки отечественных и использования зарубежных комбинированных машин, совмещающих ряд операций предпосевной обработки почвы. Создание комбинированных агрегатов происходит по двум направлениям: последовательное соединение простых орудий и конструирование машин на единой раме с почвообрабатывающими и посевными рабочими органами [1].

Основная часть

По набору рабочих органов комбинированные машины можно разделить на два типа: с пассивными рабочими органами и активными рабочими органами.

Выбор же комбинированных машин и агрегатов производится в зависимости от почвенно-климатических зон, состояния почвы, возделываемых культур и реальных

погодных условий [2].

Агрегаты с активными рабочими органами – это в основном почвообрабатывающие фрезы, с горизонтальной и вертикальной осью вращения. Из почвообрабатывающих фрез существующих конструкций наибольшее распространение получили фрезы с горизонтальной осью вращения, обеспечивающие необходимое крошение и перемешивание почвы. Но исследования показали, что вертикальная фреза по сравнению с горизонтальной имеет преимущества: большая глубина обработки почвы и меньшая материалоемкость.

В то же время фрезы с вертикальной осью вращения весьма требовательны к высокой мощности трактора, что создаёт проблему комбинирования вертикальной фрезы с сеялкой. Поэтому возникает необходимость совершенствования данных машин и создания новых