

## **К ОБОСНОВАНИЮ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА НА МЕСТНЫХ ВИДАХ ТОПЛИВА ДЛЯ ЗЕРНОСУШИЛОК**

**Канд. техн. наук В.Н. Дашков, канд. техн. наук А.С. Тимошек,  
канд. техн. наук В.П. Чеботарев  
(УП «БелНИИМСХ», г. Минск)**

В настоящее время для послеуборочной обработки зерна в Республике Беларусь расходуется от 45 до 60% всей энергии, которая идет в сельском хозяйстве на производство зерна. Эксплуатационные расходы на уборку и послеуборочную обработку колеблются от 70 до 85% [ 1 ]. Значительная часть этих ресурсов, а в особенности топлива и энергии тратится на сушку. В то же время, применяемое зерносушильное оборудование разработано и изготовлено, в основном, более 10...15 лет назад, оно морально и физически устарело, вследствие чего на сушку повышается расход топлива. Удельный расход топлива на используемых сушилках колеблется от 10 до 17 кг/пл.т., а к.п.д. топок составляет 0,52...0,56.

Сельскохозяйственное производство республики производит ежегодно до 5...8 млн.т отходов растениеводства, пригодных для использования в качестве топлива. В Республике Беларусь имеются значительные площади, занятые лесом, в которых ежегодно теряется большое количество неделовой древесины. Используя такие местные виды топлива (в том числе торф, торфобрикеты) в теплогенераторах сельскохозяйственного назначения, можно производить дешевую тепловую энергию. Стоимость 1 кВт тепловой энергии, получаемой при сжигании древесных и растительных отходов, ниже, чем при использовании, например, электроэнергии в 20...30 раз, жидкого топлива в 7...8, угля в 4...5, газа в 2...3 раза.

Теплогенератор на местных (твердых) видах топлива может использоваться как автономный или дополнительный источник тепла различных объектов, а предназначен для проектируемых и находящихся в эксплуатации зерносушилок различного типа и производительности. Теплогенератор должен содержать топку, теплообменник, вентилятор нагретого воздуха и дымник с дымовой трубой (см. рис. 1).

**Топка.** Тепловым расчетом любой зерносушилки определяется необходимая тепловая производительность ( $Q$ , ккал/ч) топочного агрегата, обеспечивающая ее нормальное функционирование.

Наиболее распространенным видом местного топлива в сельском хозяйстве республики являются смешанные дрова, нижняя теплотворная способность которых составляет  $Q_H = 2950$  ккал/кг [2].

Следовательно, часовая потребность в топливе будет равна:

$$B = Q : Q_H . \quad (1)$$

Для нормального горения дров коэффициент избытка воздуха рекомендуется выбирать  $\alpha = 1,0 \dots 2,0$ . Чтобы получить наибольшую температуру горения, принимаем  $\alpha = 1,3$  [2]. Тогда объем продуктов сгорания при сжигании 1 кг дров составит [1]  $V_0 = 5,35$  м<sup>3</sup>/кг.

Теоретическая температура при сжигании 1 кг дров определяется по формуле

$$t_{теор} = \frac{Q_H - Q_{дисс}}{V_0 \cdot C} , \quad (2)$$

где  $Q_H$  – низшая теплотворная способность дров, ккал/кг;  $C$  – теплоемкость продуктов сгорания, ккал/м<sup>3</sup>·°C.

Согласно той же методике, теплота диссоциации (разложения) паров воды, образующихся при горении, определяется формулой

$$Q_{дисс} = V_0 \cdot a \cdot Q_{Ro2} , \quad (3)$$

где  $a$  и  $Q_{Ro2}$  – константы, приводимые таблично.

Путем интерполирования табличных данных определяется  $Q_{дисс} = 1170$  ккал/кг.

И, следовательно, теоретическая температура горения будет:

$$t_{теор} = \frac{2950 - 1170}{5,35 \cdot 0,405} = 823^{\circ}C .$$

В действительности самая высокая температура в топке, как показывает практика, на 20...25% ниже теоретической [2],

$$t_M = 823 \cdot (1 - 0,225) = 637,8^{\circ}C ,$$

а средняя температура газов, покидающих топочное пространство, ниже теоретической на 40...45%, т.е.

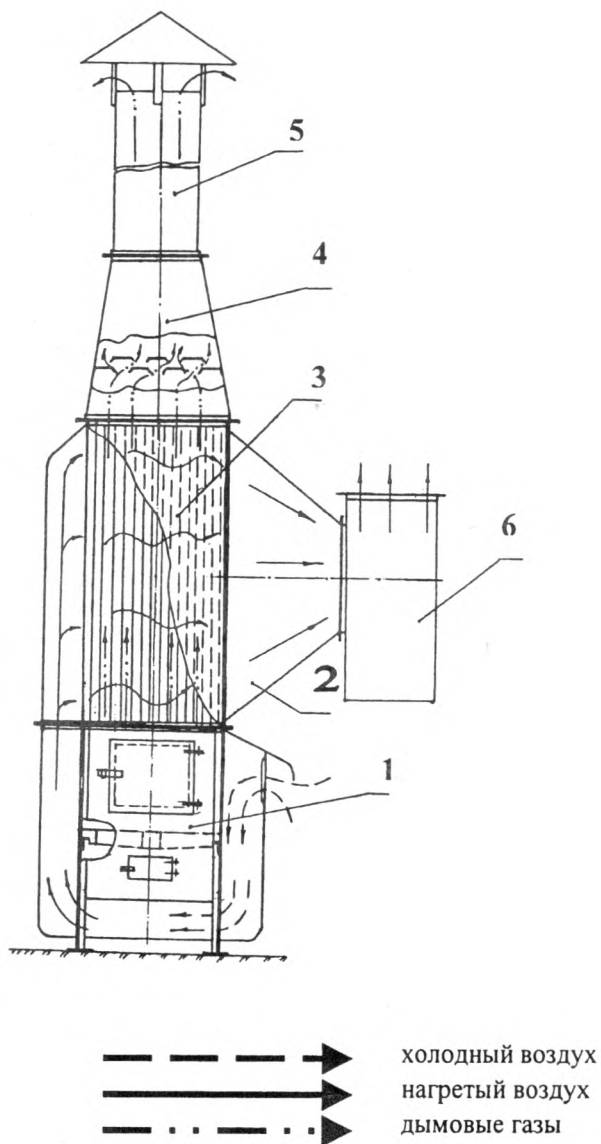


Рис. 1. Принципиальная технологическая схема  
 твердотопливного топочного агрегата:  
 1 – топка, 2 – конфузор, 3 – теплообменник,  
 4 – дымоник, 5 – дымовая труба, 6 – вентилятор

$$t_{\Gamma} = 823 \cdot (1 - 0,425) = 473^0 \text{ C}.$$

Следовательно, объем газов, покидающих топочное пространство, при сжигании  $B$  кг дров в час составит

$$V_{\Gamma} = V_0 \cdot B \cdot \frac{273 + t_{\Gamma}}{273} = 5,35 \cdot B \cdot \frac{273 + 473}{273} = 14,6 \cdot B \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (4)$$

Размеры топочного пространства принимаются исходя из часового расхода дров и размера стандартных поленьев (длина  $l_n = 1$  м):

$$V_m = 2,2B = 2,2L \cdot Ш \cdot H, \text{ м}^3, \quad (5)$$

где  $L$ ,  $Ш$  и  $H$  – длина, ширина и высота штабеля часового расхода дров, м.

Если принять длину топки  $1,2 L$  м, ширину  $0,5 L$  м и высоту  $H = L$  м (из конструктивных соображений), объем топки будет равен

$V_m = 1,32L^3$ . В практике конструирования допускается любое рациональное соотношение этих размеров, кроме стандартной длины  $1,2 L$ . Тогда при заданной тепловой производительности тепловое напряжение топочного пространства составит

$$q_m = Q : V_m. \quad (6)$$

Если величина  $q_m$  больше, чем требуют нормы [ 2 ] для топок сушилок, необходима компенсация. Её можно достичь, если стенки топки охлаждать наружным воздухом. В этом случае целесообразно воздух, подаваемый для охлаждения топки, использовать для приготовления теплоносителя, т.е. направить его дальше в теплообменник.

**Теплообменник.** Считается [ 3 ], что лучшим из известных теплообменных аппаратов является трубчатый из нескольких (не более 6) рядов вертикальных труб, располагаемых в шахматном порядке с шагом в ряду  $x_1 = 1,8d$  и шагом рядов  $x_2 = 2,3d$ , где  $d$  – внешний диаметр единичной трубы пучка. Внутри труб протекают горячие дымовые газы, а наружные стенки омываются подогреваемым воздухом. Размеры такого теплообменника определяются размерами, количеством и размещением пучка труб, который способен передать требуемое количество тепла. Основная задача расчета – определение длины, выбор диаметра и количества труб.

Размеры трубной решетки (основания теплообменника) принимаются равными размерам потолка топки ( $1,2 L$  на  $0,5 L$  м). Тогда

в соответствии с рекомендациями  $x_1 = 1,8d$  и  $x_2 = 2,3d$  при выбранном внешнем диаметре трубы  $d$  число труб в одном ряду (поперек потока воздуха) будет  $m = 1,2L / 2,3d$ , а число рядов (вдоль потока воздуха) составит  $n = III / 1,8d$ .

Длина трубы определяется из следующих тепловых параметров. Температура наружного воздуха  $t_b$ , °C. Количество подогреваемого воздуха  $V_a$ . Температура теплоносителя  $t_{b_2}$ . Средняя температура стенок труб принимается равной средней температуре газов, покидающих топку, т.е.  $t_2$ , °C. Количество передаваемого тепла принимается  $Q$  ккал/ч, а скорость воздуха в узком сечении пучка —  $\omega$  м/с.

Средняя температура воздуха будет равна:

$$\bar{t}_b = 0,5(t_{b_1} + t_{b_2}).$$

При  $\bar{t}_b$  параметры воздуха [ 3 ] будут следующие:

кинематическая вязкость  $\nu_b$ , теплопроводность  $\lambda_b$ , а режим течения воздуха через теплообменник будет характеризоваться критерием Рейнольдса

$$R_{e_b} = \frac{\omega \cdot d}{\nu_b}. \quad (7)$$

Для чисел  $200 < R_{e_b} < 2 \cdot 10^5$  (что чаще всего и бывает при прокачивании воздуха вентиляторами) и шахматного пучка труб расчет критерия Нуссельта проведем по формуле, характерной для турбулентных течений,

$$N_{U_b} = 0,37 \cdot R_{e_b}^{0,6}. \quad (8)$$

Тогда коэффициент теплоотдачи (наибольшей по третьему ряду труб) составит

$$\alpha_3 = N_{U_b} \cdot \frac{\lambda_b}{d}, \quad (9)$$

а средний коэффициент теплоотдачи в целом теплообменника, содержащего пучок труб с числом рядов  $n > 3$  определится по формуле [ 3 ]

$$\alpha = \alpha_3 \cdot \left[ \frac{0,6 + 0,7 + (n-2)}{n} \right], \quad (10)$$

где 0,6 – оценка теплоотдачи 1-го ряда труб; 0,7 – то же 2-го ряда; 1 (n – 2) – оценка теплоотдачи последующих рядов.

Значит, плотность теплового потока будет равна:

$$q = \alpha(t_2 - t_b). \quad (11)$$

Тогда требуемая поверхность теплоотдачи составит

$$F = Q : q.$$

Отсюда необходимая длина труб теплообменника

$$l = \frac{F}{\pi d m \cdot n}, \quad (12)$$

а площадь контура входа воздуха в теплообменник

$$F_K = 1,2L \cdot l. \quad (13)$$

При замене воздушного канала теплообменника прямоугольной формы с размерами  $L_1$  x  $l$  на круглую трубу с эквивалентным диаметром  $D$ , он будет равен:

$$D = \frac{4 \cdot L_1 \cdot l}{2(L_1 + l)}, \quad (14)$$

где  $L_1 = 1,2L$ .

Первый ряд из  $m$  труб диаметром  $d$  и высотой  $l$  займет площадь (тенью в контуре)

$$f = m \cdot d \cdot l. \quad (15)$$

Следовательно, площадь живого сечения на входе в теплообменник составит

$$F_{Ж} = (L \times l) - f, \quad (16)$$

а оценка живого сечения  $\beta = F_{Ж} : (L \times l)$ .

Площадь поперечного сечения эквивалентной трубы

$$F_{ЭК} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (17)$$

а ее живого сечения

$$F_{ЭЖ} = F_{ЭК} \cdot \beta. \quad (18)$$

Следовательно, средняя скорость воздуха в теплообменнике (для контура) составит

$$\omega_T = \frac{V_B}{3600 \cdot F_{ЭЖ}} \quad (19)$$

**Вентиляторы.** По данным теплового расчета какой-либо конкретной зерносушилки (или другого объекта), потребуется через теплообменник прокачивать  $V_B$  подогреваемого воздуха при давлении  $P$ . По этим данным подбирается тип вентилятора с частотой вращения  $n$  мин<sup>-1</sup> и определяется необходимая мощность электродвигателя.

### Выводы

1. При заданных исходных данных:  $Q = 675000$  ккал/ч;  $Q_n = 2950$  ккал/кг;  $t_2 = 473^\circ\text{C}$ ;  $d = 0,045$  м;  $t_{a1} = 20^\circ\text{C}$ ;  $t_{a2} = 110^\circ\text{C}$ ;  $\omega = 14$  м/с;  $V_B = 19,495 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $\lambda_B = 2,52 \cdot 10^{-2}$  ккал/м·ч·град;  $p = 1050$  Па;  $V_B = 27000$  м<sup>3</sup>/ч основные параметры теплообменника топочного агрегата для зерносушилки СЗШР-8:
  - число дымогарных труб  $m \times n = 15 \times 6 = 90$ ,
  - длина единичной трубы  $l = 1,4$  м,
  - мощность электродвигателя для прокачки агента сушки  $N = 12,8$  кВт.
2. По результатам вышеизложенного расчета был разработан, изготовлен и испытан экспериментальный образец теплогенератора ТМТ-0,6, исследовательские испытания которого дали положительные результаты и показали достаточно высокую его экономичность ( $\eta_T = 0,64$ ).

### Литература

1. Анискин В.И., Дашков В.Н., Нагорский И.С., Севернев М.М. Техническое перевооружение сельского хозяйства России и Беларуси. Перспективные направления технического прогресса в растениеводстве. / Сборник научных докладов международной научно-практической конференции «Земледельческая механика в растениеводстве». – М.: ВИМ, т.1, 2001, с.147-168.
2. Равич М.Б. Упрощенная методика теплотехнических расчетов. – М.: Наука, 1964.
3. Гержой А.П., Самочетов В.Ф. Зерносушение. – М.: Госзаготиздат, 1949.
4. Юдаев Б.Н. Техническая термодинамика. Теплопередача. – М.: Высш. шк., 1988.