

Очень важно, что бы пар не сконденсировался в сушилке или на её выходе, поэтому его относительная влажность не должна превышать $\varphi_d = 95\%$. Аналогично выполняем расчеты для процесса сушки в сушилках без предварительного осушения воздуха.

Определяем увеличение производительности по отобранной из семян влаги в сушилке с предварительным осушением воздуха по сравнению с обычной сушилкой:

$$k = \frac{d_{\text{новый}} - d_{\text{обычный}}}{d_{\text{новый}}} * 100 = \frac{12,3 - 8}{12,3} * 100 = 35\%$$

Выводы. 1. Предложенная методика может быть использована для практического применения при сушке семян.

2. Увеличение производительности, по отобранной из семян влаги в сушилке с предварительным осушением 35 %.

3. Экономия энергии, затрачиваемой на сушку более 40 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник по теплоснабжению сельскохозяйственных предприятий. Под. ред В.В. Уварова. – М.: Колос, 1983. – 320 с. Селекционные сушильные установки. С. 139...140.

2. Наместников А.Ф. Хранение и переработка овощей, плодов и ягод / А.Ф. Наместников. – М.: Высшая школа, 1972. – 312 с.

3. Скрипников Ю.Г. Инновационные технологии сушки растительного сырья / Ю.Г. Скрипников, М.А. Митрохин, Ю.В. Родионов и др. // Вопросы современной науки и практики. Университет им. В.И. Вернадского. – №3(41). – 2012. – С. 371-376.

Цубанов И.А., Цубанова И.А.

УО «Белорусский государственный аграрный технический университет», Минск, Республика Беларусь

РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ВЛАГОВЫПАДЕНИЯ В КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРАХ

Ключевые слова: коэффициент влаговываждения, тепловой расчет, коэффициент эффективности.

Аннотация. Предложен метод расчета коэффициента влаговыпадения в кожухотрубчатых теплоутилизаторах в зависимости от теплового и влажностного режима работы.

Для получения достоверных результатов при проведении теплового расчета кожухотрубчатых теплоутилизаторов необходимо учитывать выпадение конденсата на теплообменной поверхности со стороны вытяжного воздуха путем введения в расчетное уравнение конвективного теплообмена коэффициента влаговыпадения.

Коэффициент влаговыпадения во многом определяет тепловой режим теплоутилизатора. От его значения зависят конечные параметры вытяжного воздуха и тепловая мощность теплообменника.

Расчет в условиях «мокрого» теплообмена затруднен наличием одновременно протекающих процессов тепло- и массообмена. Кроме того, проблема усугубляется непостоянством температуры поверхности теплообмена и неопределенностью «мокрой» поверхностью труб.

Из-за сложности расчета массообмена на поверхности образующейся пленки воды, общепринято задаваться коэффициентом влаговыпадения в начале расчета. Недостатком данного метода является возможное несоответствие принятого значения коэффициента влаговыпадения и полученных в результате теплового расчета конечных параметров вытяжного воздуха, что приводит к необходимости изменить значение коэффициента влаговыпадения и повторить расчет.

Предложенный метод имеет существенные преимущества при проектировании кожухотрубчатых теплоутилизаторов. Метод основан на совместном решении уравнений теплового баланса, теплопередачи и эффективности. Решение системы уравнений позволяет определить действительное значение коэффициента влаговыпадения, которое обеспечит дальнейшее соответствие с конечными параметрами вытяжного воздуха.

Исходными данными к расчету являются режимные и геометрические параметры: массовые расходы, начальные температуры и скорости приточного и вытяжного воздуха, диаметр, длина и коэффициент загрязнения труб.

В систему входят уравнения для определения:

- числа единиц переноса

$$N = 9,2 \frac{\mu \xi^{0,64} w_2^{0,216} H}{c_{p2} \rho_1 w_1^{0,488} d^{1,272}}, \quad (1)$$

где μ – коэффициент загрязнения труб;

ξ – коэффициент влаговываждения (принять от 1,5 до 3);

w_2 – скорость приточного воздуха в самом узком сечении межтрубного пространства, м/с;

H – рабочая высота (длина) труб, м;

c_{p2} – удельная теплоемкость приточного воздуха, кДж/(кг·°С);

ρ_1 – плотность вытяжного воздуха, кг/м³;

w_1 – скорость вытяжного воздуха в трубном пучке, м/с;

d – внутренний диаметр труб, м;

- отношения водяных эквивалентов

$$\omega = W_{\min} / W_{\max}, \quad (2)$$

где W_{\min} и W_{\max} – наименьший и наибольший водяной эквивалент

из W_1 и W_2 , Вт/°С;

- коэффициента эффективности

$$\varepsilon = 1 - \exp(-\Gamma W_{\max} / W_{\min}), \quad (3)$$

где Γ – характерный параметр:

$\Gamma = 1 - \exp(-N\omega)$;

- тепловой мощности теплоутилизатора, кВт

$$\Phi = \varepsilon W_{\min} (t'_1 - t'_2) \cdot 10^{-3}, \quad (4)$$

где t'_1 и t'_2 – начальные температуры вытяжного и приточного воздуха, °С;

- конечной энтальпии вытяжного воздуха, кДж/кг

$$h''_1 = h'_1 - \frac{\Phi}{m_{t1}}, \quad (5)$$

где h'_1 – начальная энтальпия вытяжного воздуха, кДж/кг;

m_{t1} – массовый расход вытяжного воздуха, кг/с;

- коэффициента влаговываждения

$$\xi = \frac{h'_1 - h''_1}{c_{p1}(t'_1 - t''_1)}, \quad (6)$$

где c_{p1} – удельная теплоемкость вытяжного воздуха, кДж/(кг·°С);

t_1'' – конечная температура вытяжного воздуха, °С.

В диапазоне значений h_1'' от 9 до 30 кДж/кг предложена зависимость

$$t_1'' = 0,513h_1'' - 4,85.$$

Решение данной системы в принципе не исключает метод последовательного приближения, однако практический опыт показывает, что обычно необходимость в повторном расчете отпадает. Возможное отклонение принятого значения ξ от действительного сглаживается степенью 0,64 в уравнении (1) и влияние этой погрешности в дальнейших расчетах оказывается совсем малым.

Цубанов И.А., Цубанова И.А.

УО «Белорусский государственный аграрный технический университет», Минск, Республика Беларусь

ПОВЕРОЧНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ

Ключевые слова: отношение коэффициентов теплоотдачи, коэффициент теплопередачи, число единиц переноса.

Аннотация. Предложен алгоритм выполнения поверочного теплового расчета кожухотрубчатых теплоутилизаторов в зависимости от геометрически и режимных параметров.

Исходными данными к поверочному расчету кожухотрубчатых теплоутилизаторов в системах вентиляции являются:

- конструктивные размеры, компоновка и технические характеристики теплоутилизатора;
- объемный расход вытяжного воздуха L , м³/ч, при плотности воздуха $\rho = 1,2$ кг/м³;