

наук Беларуси по механизации сел. хоз-ва». – Минск: НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2010. – 202 с.

2. Богомягих, В.А. Теория и расчет бункеров для зернистых материалов / В.А. Богомягих. – Ростов н/Д.: Изд-во Ростовского университета, 1973. – 150 с.

УДК 631.365.22

**В.П. Чеботарев,**  
**И.В. Барановский,**  
**А.А. Перепечаев, А.И. Иванов**

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси  
по механизации сельского хозяйства»,  
г. Минск, Республика Беларусь)*

**РАСЧЕТ  
ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ  
ПНЕВМОСИСТЕМЫ  
СУШИЛКИ  
КОНТЕЙНЕРНОЙ  
ДЛЯ МАЛЫХ ПАРТИЙ  
СЕМЯН ССК-16**

### **Введение**

В настоящей статье рассмотрены особенности расчета тепловых потерь неизолированными воздуховодами сушилки контейнерной и предложена практическая методика выполнения расчета. Данный расчет производится для определения расхода тепла на 1 килограмм испаренной влаги и необходимости использования теплоизоляции в воздуховодах сушилки.

### **Основная часть**

Воздуховод сушилки представляет собой горизонтально расположенную нагретую трубу, обдуваемую ветром или находящуюся в спокойном воздухе. Поэтому теплоотдачу такого воздуховода можно определять по известным зависимостям с использованием коэффициента теплопередачи через стенку трубы [1, 2]:

$$Q = F_n \cdot (T_n - T_a) / K;$$

$$K = 1 / (1/a_n + \delta_m/\lambda_m + 1/a_w),$$

где  $Q$  – теплоотдача трубопровода, ккал/ч;

$a_n$  – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности трубопровода, ккал/(ч·м<sup>2</sup>·°С);

$F_n$  – площадь наружной поверхности трубопровода, м<sup>2</sup>;

$T_n$  – температура наружной поверхности трубопровода, °С;

$T_a$  – температура наружного воздуха, °С;

$K$  – коэффициент теплопередачи через стенку рассматриваемого трубопровода, ккал/(ч·м<sup>2</sup>·°С);

$\delta_m$  – толщина металлической стенки трубы, м;

$\lambda_m$  – теплопроводность материала стенки трубы, ккал/(ч·м·°С);

$a_w$  – коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности трубопровода, ккал/(ч·м<sup>2</sup>·°С).

В качестве расчетных температур принимаем средние температуры в рассматриваемый период. При этом температуру поверхности трубопровода можно принимать равной температуре воздуха в трубопроводе, так как термическое сопротивление стенки трубы  $\delta_m/\lambda_m$  и сопротивление теплоотдаче на внутренней поверхности  $1/\alpha_w$  для чистой трубы во много раз меньше, чем сопротивление теплоотдаче на наружной поверхности  $1/\alpha_n$ . Такое допущение позволяет значительно упростить расчет и уменьшить число необходимых исходных данных, так как тогда не требуется знать скорости воздуха в трубе, толщины стенки трубы, степени загрязнения стенки на внутренней поверхности. Погрешность расчета, связанная с таким упрощением, невелика и значительно меньше погрешностей, связанных с неопределенностью других расчетных величин.

Площадь наружной поверхности трубопровода определяется его длиной и диаметром:

$$F_n = \pi D_n L,$$

где  $\pi$  – константа, равная 3,141;

$D_n$  – наружный диаметр трубопровода, м;

$L$  – длина трубопровода, м.

С учетом вышеизложенного выражение можно преобразовать к виду:

$$Q = \alpha_n \pi D_n L (T_n - T_e).$$

Наиболее важным при расчете тепловых потерь является правильное определение коэффициентов теплоотдачи на наружной поверхности трубопровода. Вопрос теплоотдачи одиночной трубы хорошо изучен, расчетные зависимости приводятся в учебных пособиях и справочниках по теплообмену. Согласно теории, общий коэффициент теплоотдачи  $\alpha_n$  определяется как сумма коэффициентов конвективной  $\alpha_k$  и лучистой теплоотдачи  $\alpha_l$ :

$$\alpha_n = \alpha_k + \alpha_l.$$

Коэффициент конвективной теплоотдачи зависит от скорости воздуха и направления потока по отношению к оси трубопровода, от диаметра трубопровода, теплофизических характеристик воздуха. В общем случае выражение для определения коэффициента теплоотдачи на наружной поверхности трубопровода при поперечном обдувании потоком воздуха следующее:

- при ламинарном режиме движения воздуха (критерий Рейнольдса  $Re$  меньше 1000)

$$\alpha_k = 0,43 \beta_\varphi Re^{0,5} \lambda_g / D_n;$$

- при переходном и турбулентном режиме движения воздуха (критерий Рейнольдса  $Re$  равен или больше 1000)

$$\alpha_k = 0,216 \beta_\varphi Re^{0,6} \lambda_g / D_n,$$

где  $Re$  – критерий Рейнольдса, вычисляемый по наружному диаметру трубопровода и скорости движения воздуха, определяемой с учетом высоты расположения трубопровода над землей и характера рельефа местности;

$\lambda_v$  – коэффициент теплопроводности воздуха,  $ккал/(ч \cdot м \cdot ^\circ C)$ ;

$\beta_\phi$  – поправочный коэффициент, учитывающий направление воздушного потока по отношению к оси трубопровода.

$$Re = U \beta_u D_n / \nu_v,$$

где  $U$  – расчетная скорость движения воздуха;

$\beta_u$  – поправочный коэффициент, учитывающий высоту расположения трубопровода над землей и характер рельефа местности;

$\nu_v$  – коэффициент кинематической вязкости воздуха, определяемый при температуре наружного воздуха,  $м^2/с$ .

Выбор расчетной скорости ветра  $U$  является ответственной задачей, так как этот параметр в существенной степени влияет на значение коэффициента конвективной теплоотдачи. Сложность выбора заключается в том, что скорость ветра является сильно переменной и труднопредсказуемой величиной, поэтому в расчете неизбежно приходится ориентироваться на некоторые средние значения скорости. Среднее значение расчетной скорости ветра  $U$  можно определять по фактическим данным скоростей ветра за рассматриваемый период на основании метеорологических наблюдений или по среднемесячным значениям [3, 4]. При этом первый вариант явно предпочтительнее, так как данные СНиП и климатологических справочников являются результатом осреднения за очень большой период многолетних наблюдений и не могут учитывать особенностей климата в конкретный расчетный год.

Значение поправочного коэффициента  $\beta_u$  может быть определено на основании данных о поправках на ветровое давление, приводимых в [5].

Соотношение между поправочным коэффициентом на скорость воздуха и поправкой на ветровое давление достаточно простое:

$$\sqrt{\beta_u} = \beta_p.$$

Высота расположения трубопровода над землей обычно не превышает 1 м, поэтому значения поправочного коэффициента на скорость ветра определены только для такой ситуации. Данные о зависимости коэффициента кинематической вязкости  $\nu_v$  и коэффициента теплопроводности  $\lambda_v$  от температуры воздуха с интервалом в 10 градусов приведены в [1, 2, 3].

Учитывая, что направление движения воздуха относительно ориентации трубопровода обычно неизвестно, поправочный коэффициент на угол обдувания  $\beta_\phi$  следует принимать как среднее значение в диапазоне изменения угла направления потока от 90 (перпендикулярно оси трубопровода) до 0 градусов (параллельно оси трубопровода). Согласно справочным данным, среднее значение равно 0,821.

Коэффициент лучистой теплоотдачи зависит от температуры воздуха и температуры поверхности трубопровода, а также от степени черноты поверхности трубопровода  $\varepsilon_n$ :

$$\alpha_n = \varepsilon_n C_0 \left( (T_n + 273)/100 \right)^4 - \left( (T_0 + 273)/100 \right)^4 / (T_n - T_0),$$

где  $C_0$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела,

$$C_0 = 4,97 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{К}^4).$$

Оголенная стальная труба теплопровода, находящаяся в атмосферных условиях, имеет окисленную или сильно окисленную поверхность, для которой степень черноты  $\varepsilon_n$ , согласно данным [6], лежит в пределах от 0,8 до 0,98. Поэтому рекомендуется принимать среднее значение  $\varepsilon_n = 0,9$ .

### **Особенности расчета потерь теплоты длинными участками неизолированных теплопроводов**

Теоретические расчетные зависимости, представленные в предыдущем разделе, справедливы для случая, когда входящие в них расчетные коэффициенты теплоотдачи и температура теплоносителя являются постоянными по длине трубопровода. Это достаточно близко соответствует ситуации, когда снижение температуры теплоносителя на участке за счет тепловых потерь невелико и средняя температура теплоносителя мало отличается от начальной. Вследствие постоянства температуры поверхности трубопровода постоянными остаются и значения коэффициентов конвективной и лучистой теплоотдачи с поверхности трубы.

В общем случае падение температуры теплоносителя на коротком участке прямо пропорционально длине трубопровода и его диаметру и обратно пропорционально расходу теплоносителя:

$$\Delta T_w \sim (T_w - T_0) D_n L / G_w.$$

Если же трубопровод имеет малый диаметр, расход невелик, а длина участка достаточно велика, то вследствие значительного изменения температуры теплоносителя изменяются перепад температур между поверхностью трубы и воздухом, а также значение коэффициента лучистой теплоотдачи. В результате удельные потери теплоты постепенно снижаются от начала участка к его концу, общие потери тепла уже непропорциональны длине трубопровода. В этом случае расчет по линейной зависимости может дать слишком большую погрешность в сторону завышения теплотерь, так как снижение теплоотдачи идет по нелинейному экспоненциальному закону.

Для получения более достоверного результата в такой ситуации расчет тепловых потерь следует вести по уточненным зависимостям, учитывающим экспоненциальный характер снижения теплоотдачи. Для их применения в качестве исходных данных следует обязательно использовать еще один параметр: расход теплоносителя на участке  $G_w$ .

Расчетные зависимости могут быть получены из дифференциального уравнения, описывающего процесс теплоотдачи с поверхности трубопровода элементарной длины, и из дифференциального уравнения, описывающего расход теплоты вследствие остывания воды:

$$dQ = \alpha_n (T_w - T_e) \pi D_n \cdot dL;$$

$$dQ = c_w G_w dT_w,$$

где  $dQ$  – теплопотери участка трубопровода элементарной длины;

$dL$  – элементарная, бесконечно малая длина трубопровода;

$dT_w$  – снижение температуры теплоносителя на участке элементарной длины;

$c_w$  – теплоемкость воды,  $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $c_w = 1$ .

При выводе решения предполагается, что коэффициент теплообмена на поверхности трубопровода остается постоянным. Учитывая, что доля лучистого теплообмена в общем коэффициенте составляет около 15–20 %, такое допущение вполне правомерно и не приводит к существенным погрешностям. В то же время такой подход позволяет значительно упростить конечные выражения.

Решение системы уравнений приводит к следующей зависимости падения температуры теплоносителя от длины трубопровода  $L$ :

$$\Delta T_w = (T_w - T_e) (1 - e^{-AL}),$$

где  $e$  – основание натуральных логарифмов,  $e = 2,71$ ;

$A$  – комплекс из расчетных величин,  $1/\text{м}$ .

$$A = \alpha_n \pi D_n / c_w G_w.$$

При этом конечная температура теплоносителя:

$$T_{\text{вк}} = T_w - \Delta T_w.$$

Если конечная температура теплоносителя получается меньше или равной  $0^\circ\text{C}$ , это означает, что трубопровод перемерзнет. Рассчитывать теплопотери трубопровода в такой ситуации не имеет смысла. Критическая длина трубопровода, то есть максимально допустимая длина, при которой он еще не будет перемерзать, определится:

$$L_{\text{кр}} = -\ln(1 - T_w / (T_w - T_e)) / A.$$

Если конечная температура теплоносителя выше  $0^\circ\text{C}$ , то могут быть рассчитаны тепловые потери трубопровода:

$$Q = c_w G_w \Delta T_w.$$

### **Практическая методика расчета тепловых потерь**

Последовательность расчета:

1. Определяем теплофизические характеристики воздуха  $\lambda_e$  и  $\nu_e$  при заданной его температуре. В расчете следует использовать значения, выбираемые непосредственно из таблиц, без переводных коэффициентов, так как они включены в расчетные формулы.

2. По таблице определяем поправочный коэффициент на скорость воздуха  $\beta_u$  в зависимости от типа местности.

3. Определяем значение поправки на угол обдувания трубопровода  $\beta_\varphi$ , приравнивая его среднему значению 0,821, или, если известен угол обдувания, – по таблице.

4. Определяем критерий Рейнольдса для воздуха:

$$Re = 1000 U \beta_u D_n / \nu_e.$$

5. Определяем коэффициент конвективной теплоотдачи.

Если значение критерия Рейнольдса меньше 1000, то вычисление проводим по формуле:

$$\alpha_k = 4,3 \beta_\varphi Re^{0,5} \lambda_e / D_n.$$

В противном случае вычисление проводим по формуле:

$$\alpha_k = 2,16 \beta_\varphi Re^{0,6} \lambda_e / D_n.$$

6. Определяем степень черноты поверхности трубопровода  $\varepsilon_n$ , приравнивая ее среднему значению 0,9, или обосновываем другое значение по справочной литературе.

7. Определяем коэффициент лучистой теплоотдачи:

$$\alpha_n = 4,97 \varepsilon_n (((T_n + 273)/100)^4 - ((T_e + 273)/100)^4) / (T_n - T_e).$$

8. Определяем полный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_n = \alpha_k + \alpha_n.$$

9. Определяем часовые тепловые потери трубопроводом:

$$Q = \alpha_n \pi D_n L (T_n - T_e) / 1000.$$

10. Определяем потери тепла за расчетный период времени,  $G_{\text{кал/ч}}$ :

$$Q_N = 24 Q N / 1000000,$$

где  $N$  – количество суток в расчетном периоде времени.

Дальнейшие действия следует выполнять, если есть опасения, что снижение температуры на участке велико и расчет следует выполнять по нелинейной зависимости. Для дальнейшего расчета должен быть известен расход теплоносителя на участке.

11. Определяем модуль показателя экспоненты  $AL$ :

$$AL = \alpha_n \pi D_n L / (10^6 G_w).$$

Если полученное значение незначительно отличается от 0, то погрешность расчета теплотерь составляет примерно половину вычисленного значения. Так, если полученное значение равно 0,05, то можно считать, что теплотери были определены с точностью порядка 2,5 %. Если полученная точность расчета устраивает, то переходим к пункту 13. При необходимости можно откорректировать значение теплотерь в соответствии с определенной погрешностью:

$$Q = Q (1 - AL/2).$$

12. Если значение модуля показателя экспоненты  $AL$  больше 0,05 или требуется более высокая точность расчета, вычисляем снижение температуры теплоносителя на участке за счет теплопотерь по экспоненциальной зависимости:

$$\Delta T_w = (T_w - T_g) (1 - e^{-AL}).$$

13. Определяем конечную температуру теплоносителя, чтобы убедиться, что трубопровод не перемерзнет:

$$T_{\text{нк}} = T_w - \Delta T_w.$$

14. Определяем уточненное значение теплопотерь:

$$Q = 1000 G_w \Delta T_w.$$

15. Определяем уточненные потери тепла за расчетный период времени в соответствии с п. 10.

### Расчет тепловых потерь сушилки контейнерной ССК-16

*Исходные данные:*

Требуется определить потери теплоты подающим воздуховодом при следующих исходных данных:

$$D_n = 900 \text{ мм}, L = 7,096 \text{ м}, T_w = 55 \text{ °С}, T_g = 21 \text{ °С}, U_g = 6,4 \text{ м/с}, \\ G_w = 24000 \text{ т/ч}, \text{ местность пересеченная.}$$

*Расчет:*

1. Определяем по справочным данным при  $T_g = -21 \text{ °С}$ :  $\lambda_g = 1,953$ ;  $\nu_g = 11,69$ .
2. Для пересеченной местности:  $\beta_u = 0,707$ .
3. Принимаем по среднему значению:  $\beta_\phi = 0,821$ .
4. Вычисляем:  $Re = 1000 \cdot 6,4 \cdot 0,707 \cdot 900 / 15,15 = 268800$ .
5. Вычисляем:  $\alpha_k = 0,216 \cdot 0,821 \cdot 268800,6 \cdot 2,237 / 900 = 0,8$ .
6. Принимаем по среднему значению:  $\varepsilon_n = 0,9$ .
7. Вычисляем:  $\alpha_n = 497 \cdot 0,9 \cdot ((115,743 - 74,71) / 34) = 5,4$ .
8. Вычисляем:  $\alpha_n = 0,8 + 5,4 = 6,2$ .
9. Вычисляем тепловые потери:

$$Q = 166,2 \cdot 3,14 \cdot 900 \cdot 7,096 \cdot (55 - 21) / 1000 = 4227,234 \text{ ккал/ч.}$$

### Заключение

По результатам проведенных расчетов тепловые потери составили 4227 ккал/ч, что не превышает установленных норм – 5200 ккал/ч. Исходя из изложенного можно сделать вывод, что тепловые потери сушилки контейнерной ССК-16 находятся в допустимом диапазоне и применение теплоизоляции воздуховодов целесообразно.

22.10.12

## Литература

1. Нащокин, В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: учеб. пособие для неэнергетических специальностей вузов / В.В. Нащокин. – М.: Высшая школа, 1975. – 496 с.: ил.
2. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. / В.Н. Богословский [и др.]; под ред. И.Г. Старовойтова, Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1990. – Ч. I: Отопление. – 344 с.: ил. – (Справочник проектировщика).
3. Нестеренко, А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха / А.В. Нестеренко. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1971. – 460 с.: ил.
4. Нагрузки и воздействия: СНиП 2.01.07–85. – Введ. 01.01.1987. – М.: Изд-во стандартов. – 43 с.
5. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов: СНиП 2.04.14–88. / Госстрой России. – Введ. 01.01.1990. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1998. – 28 с.
6. Строительная климатология и геофизика: СНиП 2.01.01–82. – Введ. 01.01.1984. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1982. – 136 с.

УДК 631.331.022

**С.О. Синяк, А.Н. Юрин**  
*(РУП «НПЦ НАН Беларуси  
по механизации сельского хозяйства»,  
г. Минск, Республика Беларусь)*

## **О ПРОБЛЕМЕ УБОРКИ ОБРЕЗАННЫХ ВЕТОК ПЛОДОВЫХ ДЕРЕВЬЕВ В РЕСПУБЛИКЕ БЕЛАРУСЬ И ПУТИ ЕЕ РЕШЕНИЯ**

### **Введение**

В республике выращивание плодовых культур переводится на промышленную основу. В настоящее время посажено более 14 тыс. гектаров садов интенсивного типа, в текущей пятилетке планируется осуществить посадку новых садов на площади 6 тыс. гектаров.

### **Основная часть**

Успешное применение высокоадаптивной технологии в плодовом саду связывают с выбором рациональной системы формирования кроны. Рационально сформированная крона дерева, прежде всего, должна способствовать росту урожая хорошего качества. Важный фактор увеличения продуктивности – свет. От интенсивности освещения зависит урожайность и качество урожая. За счет обрезки ускоряется процесс образования ассимиляционной поверхности. В технологии возделывания плодовых деревьев необходимо осуществлять ежегодное формирование кроны, что является самым важным агротехническим приемом ухода за плодоносящими насаждениями, благодаря которому достигается повы-