

К ВОПРОСУ О РАСЧЕТЕ ТЕПЛООБМЕННИКА В СИСТЕМЕ МИКРОКЛИМАТА ЖИВОТНОВОДЧЕСКОГО ПОМЕЩЕНИЯ

В. А. Расторгуев, доцент, **В. С. Кухта**, кандидат техн. наук, доцент, **Э. А. Демин**, инженер

Западно-Казахстанский аграрно-технический университет имени Жангир хана

Мақалада шағын климатты жүйелеріндегі жылу алмасу жабдықтарын есептеу әдісі келтірілген. Бұл әдіс жылу алмасу жабдықтардағы тұтқалары дөңгелек немесе төртбұрышты пішініне сәйкес және олардың ауа тартқыш жолдарында орналасуын есепке алады. Ауа тартқыш жолдары пішіні бойынша жазық немесе бүктесін деп арнайы есептеледі. Жылу алмасу жабдықтардың негізгі конструктивтік параметрлері мал шаруашылық қора-қопсаларда шығатын аудан максималды. Жылуды алу және сұйық ауа қатудан сақтау арқылы анықталады. Ауа тартқыш жолдары пішініне және ауданың көлденең қимасына байланысты бір шоғырдағы тұтқалардың саны, қабырғалардың қалыңдығы мен олардың орналасуы анықталады. Критерияның түпкілікті нұсқасын таңдау оның экономикалық қажеттілігі болып табылады.

Приводится методика расчета теплообменников в системах микроклимата. Методика учитывает форму трубок для теплообменника: круглые или прямоугольные, а также, их расположение в канале вентиляции. Методика учитывает форму стенок канала вентиляции плоские или гофрированные. Отталкиваясь от максимального отбора тепла от выбрасываемого из животноводческого помещения воздуха, но, исключая замерзание конденсата, она позволяет определить основные конструктивные параметры теплообменника. В зависимости от площади поперечного сечения канала вентиляции и его формы определяется количество трубок пучка, толщина их стенок, их расположение в канале. Окончательным критерием выбора варианта является его экономическая целесообразность.

The methods of calculation of thermal exchange in the system of microclimate are given. The methodic takes into consideration the chaps of tubes for heat-transfer device: round or rectangular, and also its location in the ventilation channel. The methodic takes into consideration the chaps of walls of ventilation channel: flat or gaffer. From the maximum heat extraction from stock raising house exit air, but excluding condensate furring, it allows to determine main constructive parameters of heat-transfer device, according to the vies of cross section of ventilation channel and its chaps the number of tube bank, the thinness of its walls, its location in the channel. The final criteria of variants choice is its economic practice bility.

Задачами теплового и аэродинамического расчета теплообменника – утилизатора тепла в системах вентиляции, является определение его поверхности нагрева и аэродинамического сопротивления.

Перед началом расчетов примем некоторые условные обозначения:

- t_n – расчетная температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$;
- $t_{пр}$ – температура приточного воздуха, $^{\circ}\text{C}$;
- t_v, ϕ_1 – температура и относительная влажность внутреннего воздуха помещения, $^{\circ}\text{C}$;
- t_k – температура конденсации, $^{\circ}\text{C}$;
- $G_{пр}, G_v$ – весовые количества приточного и вытяжного воздуха, кг/ч;
- t_{yx} – температура выбрасываемого из теплообменника воздуха, $^{\circ}\text{C}$;
- W – влагопоступление в воздух помещения, кг/ч;
- d_v, d_n – влагосодержание внутреннего и наружного воздуха, г/кг. сух. части;
- $I_n, I_{пр}, I_{yx}, I_v, I_{t=1}$ – энтальпия воздуха, соответствующая на $I - d$ диаграмме точкам с температурой $t_n, t_{пр}, t_{yx}, t_v, t_{yx}=1$, ккал;
- $t_{п1}$ – конечная температура дополнительного нагрева приточного воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{п2}$ – температура приточного воздуха на выходе из теплообменника для случая, когда дополнительно осуществляется подогрев воздуха после теплообменника – утилизатора, °C;

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – луч термодинамического процесса без дополнительного подогрева (догрева) и с догревом, °C;

$\Delta t_{\sigma}, \Delta t_{\text{м}}$ – большая и меньшая разность температур, т.е. крайних температурных напоров, °C;

$d_{\text{э.пр}}, d_{\text{э.в}}$ – эквивалентные диаметры приточного и вытяжного каналов, м.

При внешнем поперечном обтекании (рисунок 1, 2) трубного шахматного пучка эквивалентный диаметр определяется [1] по соотношению, м

$$d_3 = d (1,275\delta_1 \cdot \delta_2 - 1)$$

где d – наружный диаметр трубки, м;

δ_1 – отношение продольного шага расположения трубок (в метрах) к их диаметру d ;

δ_2 – отношение поперечного шага трубок X_2 к их диаметру d ;

$V_{\text{в}}, V_{\text{пр}}$ – скорость теплоносителя в каналах, м/с;

ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с;

λ – коэффициент теплопроводности воздуха, ккал/(кг·ч·°C);

d/s – кривизна волнообразного канала (рисунок 2).

δ – толщина материала поверхности нагрева теплообменника, м.

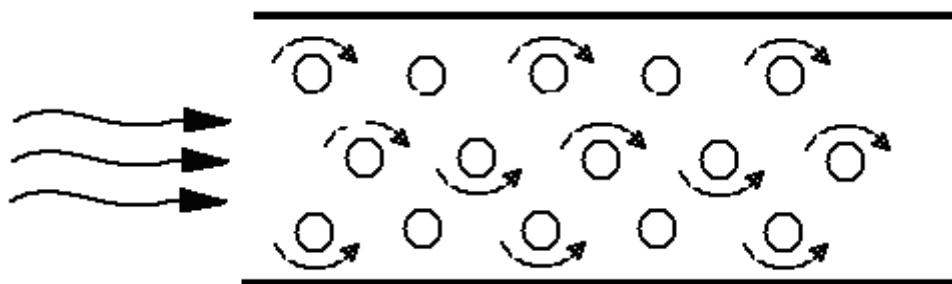


Рисунок 1 – Движение потока воздуха в канале при шахматном расположении трубок

Изображаем на $I-d$ диаграмме (рисунок 3) термодинамический процесс вентиляции в животноводческом здании – линию $t_{\text{н}} - t_{\text{пр}} - t_{\text{пр2}}$ (рисунок 4) и процесс охлаждения вытяжного воздуха в теплообменнике – линию $t_{\text{в}} - t_{\text{к}} - t_{\text{ух}}$.

Получаем весовой расход вентиляционного воздуха

$$G_{i\partial} = G_{\hat{a}} = \frac{W \cdot 100}{d_{\hat{a}} - d_f}$$

и определяем приращение энтальпии воздуха

$$\Delta I_{\text{пр}} = I_{\text{пр}} - I_{\text{н}}$$

соответствующее количеству теплоты $\Delta I_{\text{пр}} \cdot G_{\text{пр}}$ которое необходимо передать приточному воздуху для его нагрева от $t_{\text{н}}$ до $t_{\text{пр}}$

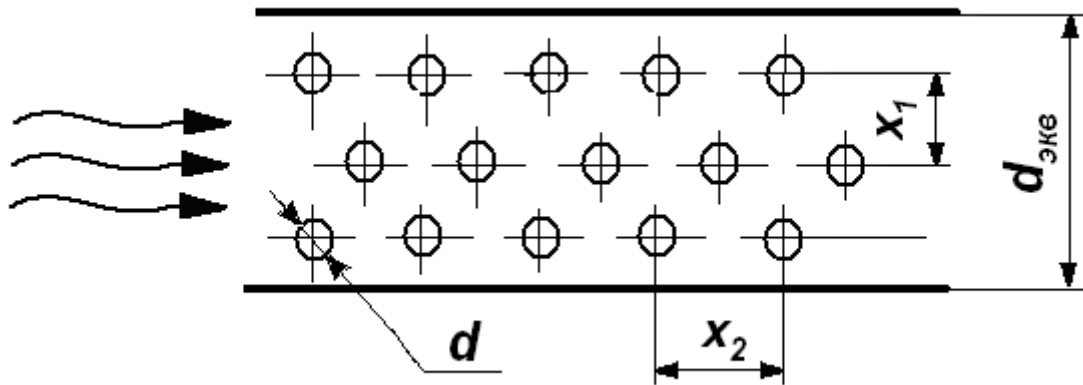


Рисунок 2 – Параметры канала и шахматного пучка трубок в воздушном канале

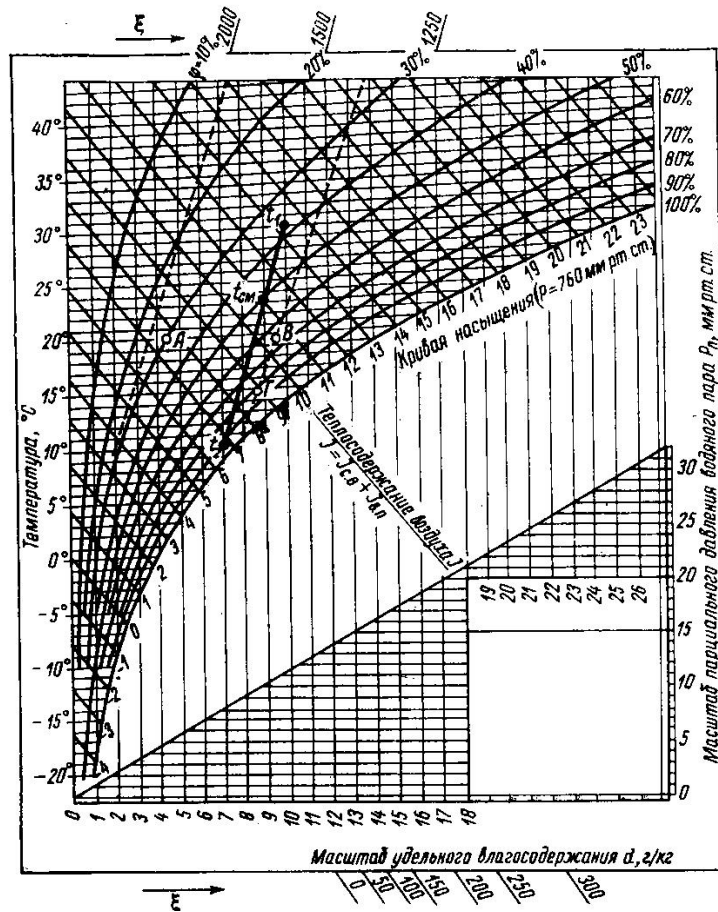


Рисунок 3 – I-d диаграмма тепловлажностного состояния воздуха

Откладывая на I-d диаграмме величину снижения энтальпии вытяжного воздуха из помещения

$$\Delta I_v = \Delta I_{пр}$$

и учитывая, что

$$G_{пр} = G_v$$

и

$$\Delta I_{пр} \cdot G_{пр} = \Delta I_v \cdot G_v$$

получаем на диаграмме точку t_{yx} , показывающую параметры выбрасываемого воздуха в атмосферу после утилизации (рисунок 4).

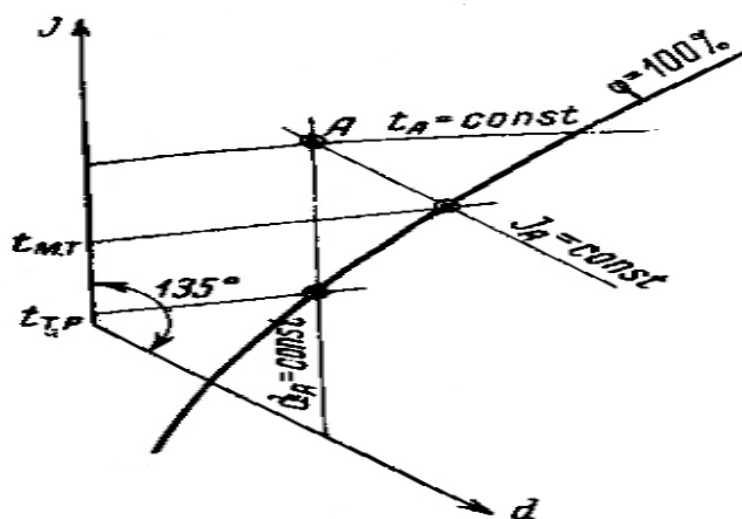


Рисунок 4 – Определение параметров удаляемого из помещения воздуха

Во избежание замерзания конденсата, выпадающего из вытяжного воздуха, температура выходящего из теплообменника-утилизатора воздуха должна быть $t_{yx} \geq 1^\circ\text{C}$.

Если после откладывания на $I - d$ диаграмме $\Delta I_b = \Delta I_{пр}$ получим величину $t_{yx} < 1^\circ\text{C}$, то необходимо уменьшить требуемый тепловозврат теплообменника на величину

$$Q_{п} = G_{пр}(I_{т=1} - I_{yx}) \quad (1)$$

Это количество теплоты необходимо подать в систему любым из следующих путей:

- приточный воздух до подачи в теплообменник предварительно подогреть технической теплотой от t_n до $t_{п1}$, затратив при этом количество теплоты, равное

$$Q_{п} = G_{пр} \cdot \Delta I_{п} = G_{пр} \cdot (I_{т=1} - I_{yx}) = G_{пр} \cdot (I_{п1} - I_n)$$

- осуществить подогрев приточного воздуха после теплообменника от $t_{п2}$ до $t_{пр}$, затратив при этом количество теплоты

$$Q_{п} = G_{пр} \cdot \Delta I'_{п} = G_{пр} \cdot \Delta I_{п}$$

Для получения точки $t_{п2}$ необходимо на $I - d$ диаграмме отложить на линии $d_n = \text{const}$ от $t_{пр}$ величину $\Delta I'_{п} = I_{п}$ (рис.3.);

- подать в помещение с помощью местных нагревательных приборов количество теплоты, равное $Q_{п}$. При этом новый луч термодинамического процесса ε_2 , отводимый от точки при пересечении с линией $d_n = \text{const}$, дает известную точку $t_{п2}$.

В случае, когда при построении на $I - d$ диаграмме получилось условие $t_{yx} \geq 1$ (т.е. потенциал вытяжного воздуха по утилизации велик), целесообразно часть вытяжного воздуха (первичного теплоносителя) удалять непосредственно в атмосферу, не пропуская его через теплообменник. При этом количество первичного теплоносителя, пропускаемого через теплообменник, определяется из выражения

$$G_{тв}^r = \frac{G_{тв} (I_{тв} - I_{т})}{I_{т} - I_{т=1}} \quad (2)$$

Следовательно, количество вытяжного воздуха, удаляемого непосредственно в атмосферу, составит

$$G_B^{atm} = G_B - G_B^T \quad (3)$$

Определяем средний температурный напор для сухой и насыщенной зон теплообменника – Δt_c и Δt_m . При условии, что $\Delta t_c / \Delta t_m > 4,5$ температурный напор равен

$$\Delta t = (\Delta t_c - \Delta t_m) / 2,31g(\Delta t_c / \Delta t_m) \quad (4)$$

При $\Delta t_c / \Delta t_m < 4,5$ с достаточной для практических расчетов точностью средний температурный напор определяется как

$$\Delta t = 0,5(\Delta t_c + \Delta t_m)$$

В приведенных формулах определяются разности температур:

- для сухой зоны теплообменника температурный напор находят по разности температур, т.е. по крайним напорам

$$[t_b - t_{пр}(\text{или } t_{п2})]$$

$$[t_k - t_n(\text{или } t_{п1})] \quad (5)$$

- для насыщенной зоны теплообменника, сопровождающегося конденсацией, температурный напор Δt_m определяют по крайним напорам

$$[t_k - t_{пр}(\text{или } t_{п2})]$$

$$[t_{yx} - t_n(\text{или } t_{п1})] \quad (6)$$

В приведенных выражениях большую по абсолютной величине разность крайних напоров обозначают Δt_c , а меньшую – Δt_m .

Средний температурный напор определяется по соотношению

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_c + \Delta t_m) / 2 \quad (7)$$

Эквивалентный диаметр каналов теплообменника определяется по формуле

$$d_3 = 4f / P \quad (8)$$

где f – поперечное сечение канала, m^2 ;

P – периметр сечения канала, m .

- для каналов прямоугольной формы поперечного сечения $a \times b$

$$d_3 = 2ab / (a + b)$$

- для каналов из труб диаметром d

$$d_3 = d$$

Для определения режимов движения потоков воздуха в каналах теплообменника определяют критерий Рейнольдса

$$R_{eB} = \frac{V_B d_{\hat{A}}}{\nu} \quad R_{eID} = \frac{V_{ID} d_{\hat{A}}}{\nu} \quad (9)$$

Определяем величину теплового критерия Нуссельта для каналов первичного теплоносителя – Nu_b и каналов вторичного теплоносителя – $Nu_{пр}$:

- для движения теплоносителя в каналах с прямоугольным сечением [3]

$$Nu = 0,018Re^{0,8} \quad (10)$$

- для волнообразных каналов при движении теплоносителя поперечно волнам (криволинейный характер движения) [1]

$$Nu = 0,24(d / s_1)^{0,5} \cdot Re^{0,67} \quad (11)$$

Величину d / s_1 рекомендуется выбирать в пределах

$$0,25 \leq \frac{d}{s_1} \leq 0,5$$

При поперечном обтекании пучка труб, расположенных в шахматном порядке [3]

$$Nu = 0,35 Re^{0,6} \quad (12)$$

Коэффициент теплопередачи в сухой зоне теплообменника:

- со стороны первичного теплоносителя, $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C}}$

$$\alpha_{\text{пр}} = Nu \cdot \lambda / d_s \quad (13)$$

- со стороны вторичного теплоносителя, $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C}}$

$$\alpha_{\text{пр}} = Nu_{\text{пр}} \cdot \lambda / d_{\text{э, пр}} \quad (14)$$

Коэффициент теплопередачи для сухой зоны теплообменника [3]

$$K_c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{А}}} + \frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\lambda_{\text{ВД}}}} \quad (15)$$

Коэффициент теплопередачи для насыщенной зоны (зона конденсации)

$$K_n = \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{ВД}}}} \quad (16)$$

Если коэффициенты теплоотдачи при конденсации паров достигают больших значений (сопротивление теплоотдачи $\alpha \approx 0$), то термическое сопротивление со стороны вытяжного воздуха пренебрежимо мало.

При конструировании трубчатых теплообменников (с шахматными пучками труб) с количеством рядов не менее шести следует вводить поправки на 1-й и 2-й ряды. Если теплоотдачу третьего ряда принять за 100 %, то теплоотдача первого ряда (по ходу движения воздуха) составляет 60 %, второго ряда – 70 % [3].

Средний коэффициент теплопередачи теплообменника

$$K_{\text{ср}} = (K_c + K_n) / 2 \quad (17)$$

Требуемая поверхность нагрева теплообменника

$$F = \frac{G_{\text{ID}} (I_{\text{ID}} - I_f)}{\hat{E}_{\text{ID}} t_{\text{ID}}} \quad (18)$$

В числителе дается действительное количество теплоты, утилизирующееся в теплообменнике, работающем в принятом режиме (рисунок 3).

При повышении наружной температуры весь приточный воздух продолжают подавать через теплообменник для того, чтобы сохранить постоянной ассимиляционную разность влажосодержащий.

$$\Delta\alpha = \alpha_{\text{в}} - \alpha_{\text{н}} = \text{const}$$

При этом часть удаляемого из помещения воздуха исключают из теплообменника и удаляют в атмосферу через обводной канал, устраиваемый в боковой части теплообменника.

При наступлении переходного периода, когда наружная температура стала равной расчетной приточной ($t_{\text{н}} = t_{\text{пр}}$) воздух из помещения удаляют в полном объеме через обводной канал теплообменника, а приточный – подают либо через каналы теплообменника (механическое побуждение), либо естественным путем через аэрационные проемы или отверстия под действием разряжения в помещении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антуфьев, А. Н. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / А. Н. Антуфьев. – М-М. : Энергия. – 1966. – 232 с.
2. Прыгунов, Ю. М. Рекомендации по расчету систем вентиляции с.-х. зданий с утилизацией тепла удаляемого воздуха. – Рекомендации УкрНИИгипросельхоз. / Ю. М. Прыгунов, А. А. Калинин. – ОНТИ. : Киев. – 1978. – 112 с.
3. Михеев, А. М. Основы теплопередачи / А. М. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия. – 1973. – 287 с.