

МОДЕЛИРОВАНИЕ МАССООБМЕННЫХ И ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Доктор техн. наук, профессор **Лозовецкий В.В.**
(МГТУ им. Н.Э. Баумана (Мытищинский филиал))

Кандидат техн. наук, доцент **Лебедев В.В.**
(Российский технологический университет – МИРЭА)

Кандидат техн. наук, доцент **Черкина В.М.**
(ФГБОУ НИУ Российский государственный строительный университет)

MODELING OF MASS TRANSFER AND HEAT EXCHANGE PROCESSES IN VEHICLE AIR CONDITIONING SYSTEMS

Doctor (Tech.), Professor **Lozovetsky V.V.**
(Moscow State Technical University named after N. Bauman. Mytishchi Branch)

Ph. D. (Tech.), Associate Professor **Lebedev V.V.**
(Rossiysky Technology University – MIREA)

Ph. D. (Tech.), Associate Professor **Cherkina V.M.**
(Rossiysky State Construction University)

Система вентиляции и кондиционирования, воздухоохладитель, холодильный контур, тепловой баланс, осушение влажного воздуха.

Ventilation and air-conditioning system, an air cooler, a refrigerating contour, thermal balance, drainage of damp air.

Представлена теплотехническая модель автономной системы кондиционирования помещений транспортного средства. На базе анализа составляющих материально-энергетического баланса разработана математическая модель системы кондиционирования, учитывающая тепло- и массообмен при осушении воздуха в процессе его охлаждения. Предложена зависимость площади поверхности теплообмена от параметров задачи и изменения разности температур между хладагентом и ядром потока влажного воздуха в воздухоохладителе.

The thermotechnical model of the autonomous air conditioning system of the vehicle premises is presented. Based on the analysis of the components of the material-energy balance, a mathematical model of the conditioning system has been developed that takes into account heat and mass transfer during air drying during cooling. The dependence of the heat exchange surface area on the parameters of the problem and the change in temperature difference between the refrigerant and the core of the moist air stream in the air cooler is proposed.

Теплотехническая схема модели автономной системы кондиционирования помещений транспортного средства представлена на рис.1 в виде блочно-модульной сплит-системы.

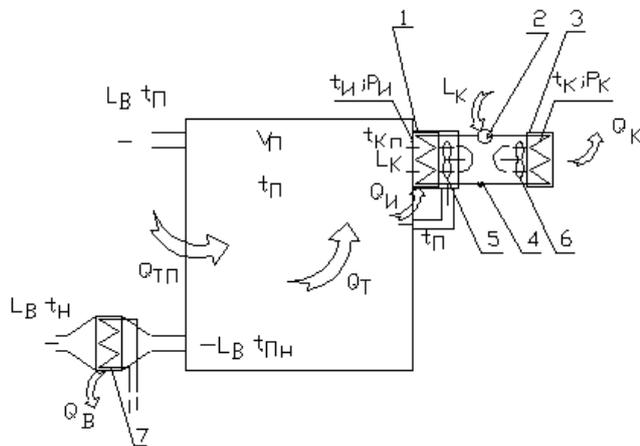


Рис.1. Расчетная схема системы кондиционирования транспортного средства с блочно-модульными устройствами

Воздух из салона, кабины или каюты транспортного средства подается вентилятором 5 в теплообменник-испаритель 1, где охлаждается до заданной температуры. В состав внутреннего блока блочно-модульной системы кондиционера входят испаритель 1 и вентилятор 5, компрессор 2 и конденсатор 3. Стороны высокого и низкого давления системы подачи хладагента из конденсатора 3 в испаритель 1 разделены с помощью регулирующего его температуру клапана 4. Вентилятор 6 обеспечивает охлаждение наружным воздухом конденсатор 3. Структура механической системы вентиляции предусматривает охлаждение приточного воздуха перед распределением по помещениям в теплообменнике 7, входящем в состав вентиляционной установки приточного типа.

Уравнение нестационарного теплового баланса помещения транспортного средства при кондиционировании, приведенное к параметрам воздуха в помещении, можно представить в виде:

$$(1+f)(Cp)_B V_{\Pi} \frac{dt_{\Pi}}{d\tau} = Q_{\text{ТП}} + \sum_j Q_j + \sum_i Q_{\text{ТЕХН}i} + Q_{\text{ВЕН}} - Q_{\text{ОК}}, \quad (1)$$

где $f = \frac{\sum_j (Cm)_j dt'_j}{(C\rho)_B V_{\Pi} dt_{\Pi}}$ – функция отношения теплоемко-

стей всех объектов, входящих в состав рассматриваемой системы кондиционирования, к теплоемкости воздуха. Расшифровка остальных обозначений приведена в разделе «Условные обозначения».

Оно определяет производительность системы по холоду при поддержании заданной температуры воздуха и позволяет анализировать переходные процессы. Теплоотвод в воздухоохладителе характеризуется изменением внутренней энергии воздуха, поступающего через него в салон транспортного средства. Изменение отнесенной к единице массы «сухого» воздуха энтальпии влажного воздуха при охлаждении выражается следующей зависимостью

$$\Delta I = I_1 - I_2 = (C_b + d_1 C_n)(t_1 - t_2) + (d_1 - d_2)(C_n t_2 + r_n), \quad (2)$$

где член $(d_1 - d_2)(C_n t_2 + r_n)$ не равен нулю и позволяет учесть теплоту конденсации r_n при образовании влаги. В стационарном режиме уравнение теплового баланса (1) преобразуется для расчета кондиционером производства холода:

$$Q_{OK} = Q_{\Gamma\Pi} + \sum_j Q_j + \sum_i Q_{TE\text{XHI}} + Q_{BEH}. \quad (3)$$

Производительность охладителя воздуха вентиляционной приточной установки, при его использовании в кондиционирующем оборудовании, составляет

$$Q_{\text{ХПВУ}} = L_B \rho_B C_B (t_H - t_{\text{Пв}}) = L_B \rho_B (I_H - I_{\text{Пв}}). \quad (4)$$

Если в установившемся режиме температура воздуха равна ее нормативному значению, то формула для определения потребного расхода воздуха через его охладитель, предусмотренный в системе, принимает вид:

$$L_K = \frac{Q_{\Gamma\Pi} + \sum_j Q_j + \sum_i Q_{TE\text{XHI}} + Q_{BEH}}{(C\rho)_B (t_{\text{Пн}} - t_{\text{Пк}})} = \frac{Q_{\Gamma\Pi} + \sum_j Q_j + \sum_i Q_{TE\text{XHI}} + Q_{BEH}}{\rho_B (I_{\text{Пн}} - I_{\text{Пк}})}. \quad (5)$$

Воздух, входящий в салон транспортного средства из кондиционера, имеет температуру, которая выше температуры воздуха в этом помещении на $(7...15)^\circ\text{C}$, а влажность в стационарном рабочем режиме может быть рассчитана с учётом наличия водяных паров в воздухе по следующей зависимости

$$d_{\text{Пк}} = \frac{d_{\text{Пн}} (L_B + L_K) \rho_B - d_{\text{Пв}} L_B \rho_B - g_n}{L_K \rho_B}, \quad (6)$$

где $d_{\text{Пв}}$, $d_{\text{Пн}}$, $d_{\text{Пк}}$ – параметры, характеризующие соответственно содержание влаги в приточном вентиляционном воздухе, воздухе в салоне транспортного средства и поступающем в него из охладителя кондиционера, кг/кг; g_n – количество паров воды в воздухе салона, кг/с.

С учётом зависимости энтальпии влажного воздуха, выходящего из охладителя кондиционера $I_{\text{Пк}}$ от влагосодержания $d_{\text{Пк}}$ и температуры $t_{\text{Пк}}$ и уравнений (2),

(5) и (6) получим выражение для определения потребного расхода воздуха через охладитель

$$L_K = \frac{Q_{\Gamma\Pi} + \sum_j Q_j + \sum_i Q_{TE\text{XHI}} + Q_{BEH} - [\rho_B L_B (d_{\text{Пв}} - d_{\text{Пн}}) + g_n] (C_n t_{\text{Пк}} + r_n)}{\rho_B (C_b + d_{\text{Пн}} C_n) (t_{\text{Пн}} - t_{\text{Пк}})} = \frac{Q_{\Gamma\Pi} + \sum_j Q_j + \sum_i Q_{TE\text{XHI}} + \rho_B L_B (C_b + d_{\text{Пв}} C_n) (t_{\text{Пв}} - t_{\text{Пн}})}{\rho_B (C_b + d_{\text{Пн}} C_n) (t_{\text{Пн}} - t_{\text{Пк}})} + \frac{\rho_B L_B C_n (d_{\text{Пв}} - d_{\text{Пн}}) (t_{\text{Пн}} - t_{\text{Пк}}) - g_n (C_n t_{\text{Пк}} + r_n)}{\rho_B (C_b + d_{\text{Пн}} C_n) (t_{\text{Пн}} - t_{\text{Пк}})}. \quad (7)$$

Из полученных формул следует, что наличие влаги в воздухе помещения влияет на теплотехнические параметры системы. Выделения влаги в виде водяного пара и углекислого газа в помещениях связаны с параметрами дыхания и составляют: количество водяного пара, выделяемого при выдохе, $C_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{мин}} = 353,8$ мг/мин (22,1 мг/выдох); углекислого газа при спокойном дыхании $G_{\text{CO}_2}^{\text{мин}} = 628,5$ мг/мин (39,3 мг/выдох) [3]. Величину потребного обмена воздуха можно определить по формуле:

$$L_B \geq \frac{g_j}{\text{ПДК}_j - C_{\text{Hj}}} = \frac{60 g_j}{\left(\frac{\mu}{V_{\mu}^{\text{н}}}\right) (ppm_j^{\text{ПДК}} - ppm_j^{\text{н}})}, \quad (8)$$

где L_B – требуемый воздухообмен, м³/час; g_j – выделение газов, мг/мин; $ppm_j^{\text{ПДК}}$, $ppm_j^{\text{н}}$ – объемное содержание вредного компонента газовой смеси, частей на миллион; μ – молекулярная масса компонента, г/моль (кг/кмоль); $V_{\mu}^{\text{н}}$ – объем компонента при нормальных условиях, 22,4 л/моль (м³/кмоль).

Охлаждение влажного воздуха приводит к конденсации влаги при температуре ниже точки росы, входящей в выражение

$$p_n = \frac{\Pi d}{\frac{\mu_n}{\mu_b} + d} = p_{\text{н.п.}}(t_{\text{т.р.}}), \quad (9)$$

где Π – атмосферное давление, или давление влажного воздуха; p_n , $p_{\text{н.п.}}$ – парциальные давления водяных паров и насыщенных водяных паров соответственно; $t_{\text{т.р.}}$ – температура точки росы; d – влагосодержание влажного воздуха; μ_n , μ_b – молекулярная масса водяного пара и «сухого» воздуха.

В поверхностных воздухоохладителях – пластинчато-ребристых теплообменниках кондиционеров температура воздуха между пластинами переменна по сечению [4, 5]. Влага конденсируется на стенке при её температуре ниже точки росы и в объеме движущегося влажного воздуха с образованием тумана при температуре в ядре потока ниже точки росы. Показатели, характеризующие конденсацию влаги, могут быть представлены в следующем виде: $t_{\text{ст}} \leq t_{\text{т.р.}}$ – для стадии начального выпадения влаги на поверхность; $t_{\text{я.п.}} \leq t_{\text{т.р.}}$ – для стадии, соответствующей началу появления тумана. Балансы влажного воздуха, характеризующие его материальное и энергетическое состояние, определяются изменением его состояния для бесконечно малого уча-

стка поверхности передачи теплоты в направлении перемещения воздуха, содержащего влагу, и могут быть определены с помощью следующей системы уравнений:

$$\begin{cases} d(G_b I) = -\alpha(t - t_{ct}) dF_{т.о.}; & d(G_b x) = -\beta(x - x_{ct}) dF_{п.ф.}; \\ dG_b = 0; & G_{вн} = G_b + G_n; & x = \frac{G_n}{G_b}; & dG_n = G_b dx; \\ I = C_b \cdot t + x \cdot (C_n \cdot t + r_n). \end{cases}, \quad (10)$$

где G_b , G_n , $G_{вн}$ – расход «сухого» воздуха, паров воды и паровоздушной смеси, соответственно, кг/с; I – энтальпия воздуха, содержащего влагу, Дж/кг «сухого» воздуха; x , x_{ct} – содержания пара, соответственно, в центре потока и у стенки, кг/кг «сухого» воздуха; t , t_{ct} – температура влажного воздуха в центре потока и у стенки, соответственно, °C; C_b , C_n – массовая теплоемкость «сухого» воздуха и пара, Дж/(кг·°C); r_n – латентная теплота образования пара, Дж/кг; α – коэффициент, учитывающий теплоотдачу от потока к ограничивающей его стенке, Вт/(м²·°C); β – коэффициент, учитывающий массоотдачу на поверхности, разделяющей жидкую и паровую фазы, кг/(м²·с); $dF_{п.ф.}$ – бесконечно малый элемент поверхности раздела фаз, м²; $dF_{т.о.}$ – бесконечно малый элемент поверхности теплообмена, совпадающий практически с поверхностью стенки, м².

Содержание пара в потоке уменьшается при выпадении влаги, аналогично влагосодержанию, характеризующему равновесные состояния влажного воздуха, и рассматривается в динамической системе – потоке влажного воздуха, в кг/кг «сухого» воздуха. При конденсации у стенки на поверхности пленки или капель имеет место состояние, определённое как не равновесие, и вызванное движением пара к поверхности раздела фаз, вблизи которой его концентрация уменьшается за счёт конденсации. Первое уравнение системы (10) определяет тепловой, а второе – материальный баланс в рассматриваемых процессах. Его левая часть отражает уменьшение внутренней энергии воздуха, содержащего влагу, при охлаждении и конденсации влаги на бесконечно малом участке поверхности теплообмена. Правая часть первого уравнения описывает процесс теплообмена: коэффициент теплоотдачи учитывает теплоту к поверхности раздела фаз при конденсации пара. Левая часть второго уравнения описывает процесс конденсации пара за счёт осушения воздуха, содержащего влагу. Массообмен представлен в системе (10) правой частью второго уравнения

В дальнейшем будем учитывать, что:

1) производная энтальпии влажного воздуха по паросодержанию:

$$\frac{dI}{dx} = (C_b + C_n x) \frac{dt}{dx} + (C_n t + r_n); \quad (11)$$

2) коэффициент теплоотдачи, учитывающий перенос латентного тепла конденсирующегося пара к поверхности теплопередачи, представлен формулой [6]:

$$\alpha = \alpha_o \left(1 + (C_n t + r_n) \frac{\beta(x - x_{ct})}{\alpha_o(t - t_{ct})} \right), \quad (12)$$

где α_o – коэффициент теплоотдачи, котором не учтён одновременный перенос массы и латентного тепла, т. е. коэффициент теплоотдачи при отсутствии влаги в потоке воздуха, Вт/(м²·°C).

Выражение в правой части уравнения (12), в больших скобках, является коэффициентом, характеризующим процесс выпадения влаги ξ :

$$\xi = 1 + (C_n t + r_n) \frac{\beta(x - x_{ct})}{\alpha_o(t - t_{ct})}. \quad (13)$$

Выпадение влаги $\xi > 1$ свидетельствует об увеличении коэффициента теплоотдачи при тепломассотдаче. Исключив переменные $dF_{т.о.}$ и $dF_{п.ф.}$ в (10) и (11), получим дифференциальное уравнение, связывающее температуру и содержание пара во влажном воздухе в ядре потока движущегося в охладителе воздуха:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{\beta f_{п.ф.}}{\alpha_o} (C_b + C_n x) \frac{(x - x_{ct})}{(t - t_{ct})}, \quad (14)$$

где $f_{п.ф.} = \frac{dF_{п.ф.}}{dF_{т.о.}} \approx \frac{F_{п.ф.}}{F_{т.о.}}$ – отношение поверхностей раздела фаз и теплообмена.

При их значительном различии коэффициент $f_{п.ф.}$ может быть переменным и превышать 1, например, при конденсации на поверхности тонкодисперсной жидкой фазы. Используем в (14) вместо выражения для «сухой» теплоотдачи выражение для «сухой» теплопередачи, получим следующее выражение:

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= \frac{\beta f_{п.ф.}}{K_o} (C_b + C_n x) \frac{(x - x_{ct})}{(t - t_n)}; \\ t_{ct} &= t - \frac{K_o}{\alpha_o} (t - t_n); & x_{ct} &= \frac{\mu_n}{\mu_b} \frac{p_{н.п.}(t_{ct})}{\Pi - p_{н.п.}(t_{ct})} \end{aligned}, \quad (15)$$

где: K_o – коэффициент, характеризующий передачу теплоты в гипотетическом случае, т.е. при «сухом» охлаждении влажного воздуха, Вт/(м²·°C); t_n – температура хладагента, °C.

Температура хладагента в общем случае переменна вдоль поверхности теплообмена, а температура кипения в воздухоохладителе-испарителе в контуре холодильной машины может быть принята $t_n \approx \text{const}$. Более точное выражение для коэффициента выпадения влаги ξ следует из (14) или (15):

$$\begin{aligned} \xi &= 1 + (C_n t + r_n) \frac{\beta f_{п.ф.} (x - x_{ct})}{\alpha_o (t - t_{ct})} \\ &= 1 + (C_n t + r_n) \frac{\beta f_{п.ф.} (x - x_{ct})}{K_o (t - t_n)} = \\ &= 1 + \frac{dx}{dt} \frac{C_n t + r_n}{C_b + C_n x} \end{aligned}. \quad (16)$$

Из выражения (16) следует, что коэффициент выпадения влаги не линейной функцией с учётом нелинейности уравнений (14) и (15), и не является постоянной величиной. Площадь теплообмена $F = -\int_1^2 \frac{G_b dI}{\alpha(t - t_{ct})}$ и при известных распределениях энтальпий, температур

и содержания пара вдоль потока определяется уравнениями (15). При отсутствии конденсации воздухоохладитель рассчитывается как обычный теплообменник без учёта выпадения влаги. При допущении $t_{н} \approx \text{const}$ можно получить аналитическое решение уравнения (15):

$$\frac{dx}{d\vartheta} = (a + bx) \frac{(x - x_{\text{cr}})}{\vartheta}, \quad (17)$$

где:

$$t_{\text{cr}}(\vartheta, t_{н}, \Phi_2) = t + \vartheta \left(1 - \frac{K_0}{\alpha_0} \right);$$

$$x_{\text{cr}}(\vartheta, t_{н}, \Phi_2) = \frac{\mu_{\text{н}}}{\mu_{\text{в}}} \frac{P_{\text{н.п.}}(t_{\text{cr}})}{\Pi - p_{\text{н.п.}}(t_{\text{cr}})}; \quad \vartheta = t - t_{н};$$

$$\Phi_1 = \frac{\beta f_{\text{р.ф.}}}{K_0}; \quad \Phi_2 = \frac{K_0}{\alpha_0}; \quad a = \Phi_1 C_{\text{в}}; \quad b = \Phi_1 C_{\text{п.}}$$

Дифференциальное уравнение (17) в предложенной модели при начальных условиях $x(\vartheta_0) = x_0$ имеет следующее аналитическое решение:

$$x = \frac{(C_0 - \psi_2) e^{b\psi_1 a \vartheta^2}}{1 - (C_0 - \psi_2) e^{b\psi_1 b \vartheta^2}}, \quad (18)$$

где:

$$C_0 = \frac{x_0}{\vartheta_0^a (a + bx_0)}; \quad \psi_1(\vartheta) = \int_{\vartheta_0}^{\vartheta} \frac{x_{\text{cr}}(\vartheta)}{\vartheta} d\vartheta;$$

$$\psi_2(\vartheta) = \int_{\vartheta_0}^{\vartheta} \frac{x_{\text{cr}}(\vartheta) e^{-b\psi_1(\vartheta)}}{\vartheta^{a+1}} d\vartheta.$$

Ниже представлены частные решения уравнения (18) для воздухоохладителя влажного воздуха с расходом $1,8 \text{ м}^3/\text{с}$ при давлении 10^5 Па , с начальной температурой $20 \text{ }^\circ\text{C}$ и относительной влажностью 50% , при его охлаждении до $10 \text{ }^\circ\text{C}$. Величина паросодержания показана на рис. 2, свидетельствующем о росте эффективности осушения с ростом массоотдачи.

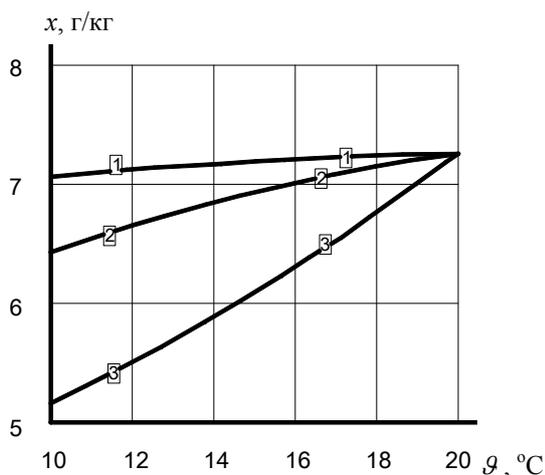


Рис. 2. Изменение содержания пара при осушении воздуха в поверхностном теплообменнике-охладителе кондиционера: кривые на графике соответствуют значениям параметра

$$\Phi_1 = \frac{\beta f_{\text{р.ф.}}}{K_0}, \quad ((\text{кг}\cdot\text{К})/\text{Дж}): \quad \text{кривая 1} - \Phi_1 = 1,407 \cdot 10^{-4};$$

кривая 2 - $\Phi_1 = 7,037 \cdot 10^{-4}$; кривая 3 - $\Phi_1 = 3,519 \cdot 10^{-3}$;
начальное содержание пара - $7,26 \text{ г/кг}$.

На рис. 3 представлены графики изменения коэффициента выпадения влаги ξ , формула (16), свидетельствующие о его снижении к концу процесса охлаждения влажного воздуха.

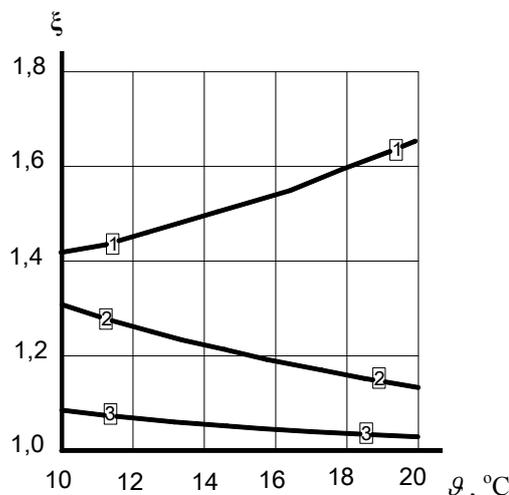


Рис. 3. Изменение коэффициента выпадения влаги: кривые на графике соответствуют значениям $\Phi_1 = \frac{\beta f_{\text{р.ф.}}}{K_0}$ (см. рис. 2)

Это подтверждает вывод о нелинейном характере решения и переменности коэффициента выпадения влаги в охладителе воздуха. Разность температуры потока и точки росы при моделировании для типовых условий остается положительной, т. е. на всем протяжении охлаждения сохраняются условия поверхностной конденсации без образования тумана. При дальнейшем охлаждении влажного воздуха может образовываться туман.

Зависимость площади поверхности теплообмена от параметров задачи и изменения разности температур между хладагентом и ядром потока влажного воздуха в охладителе воздуха представлена на рис 4.

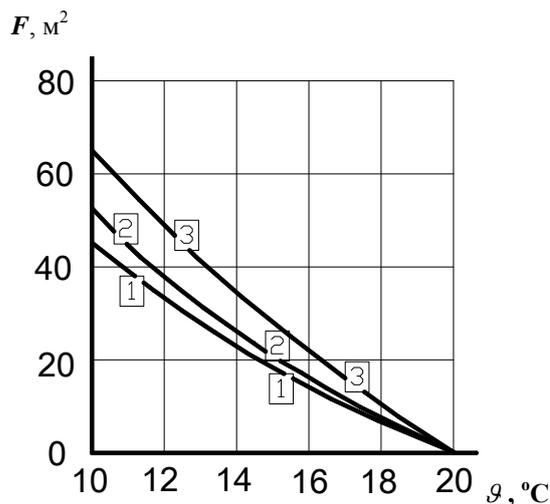


Рис. 4. Зависимость площади теплообмена от перепада температур между хладагентом и ядром потока в воздухоохладителе: расход охлаждаемого воздуха, $1,8 \text{ м}^3/\text{с}$; коэффициент «сухой» теплоотдачи с его стороны $50 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$; кривые соответствуют значениям $\Phi_1 = \frac{\beta f_{\text{р.ф.}}}{K_0}$ (см. рис. 2).

Рост поверхности охлаждения объясняется увеличением тепловой нагрузки, которое связано с ростом объемов конденсации влаги.

Выводы

1. Конденсация паров воды на поверхностях теплообмена в случае потока влажного воздуха приводит к его осушению в случае, когда температура стенки достигает точки росы и происходит её дальнейшее снижение;

2. В последних сечениях охладителя воздуха создаются условия для образования тумана, т.е. конденсации водяных паров в ядре потока;

3. Образование инея в сечениях на выходе из охладителя воздуха происходит из-за отрицательных значений температуры поверхности, омываемой влажным воздухом, вследствие уменьшения температуры хладагента на противоположной её стороне ниже 0°C ;

4. Процесс конденсации пара существенно интенсифицируется при снижении температуры кипения (на 1°C она увеличивается на 0,318% по отношению к варианту, характеризующему номинальный режим работы системы кондиционирования);

5. Конденсация пара возрастает практически пропорционально при увеличении коэффициента массоотдачи в n -раз;

6. Рост коэффициента теплопередачи в n -раз за счет интенсификации теплоотдачи на стороне кипения приводит к увеличению интенсивности конденсации в $0,947n$ -раз, что соответствует данным [4];

7. Потери напора при движении воздуха возрастают, а его расход через охладитель воздуха снижается, как и тепловая нагрузка. При влажности ниже $0,3 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{час})$ рост потерь резко уменьшается, приближаясь к потерям при «сухом» режиме. В базовом варианте процесс выпадения влаги характеризуется следующими показателями $0,126 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{час})$, при росте потерь в 1,55 раза, что соответствует данным [10].

Список принятых обозначений

C_v, C_n – массовая теплоёмкость «сухого» воздуха и водяного пара, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$; $(Cp)_B$ – объёмная теплоёмкость воздуха, $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot ^{\circ}\text{C})$; d_1, d_2 – влагосодержание влажного воздуха, $\text{кг}/\text{кг}$; $d_{\text{Пв}}, d_{\text{Пн}}, d_{\text{Пк}}$ – влагосодержания приточного, вентиляционного воздуха, в салоне транспортного средства и поступающего в него из охладителя кондиционера, $\text{кг}/\text{кг}$; d – влагосодержание влажного воздуха, $\text{кг}/\text{кг}$ «сухого» воздуха;

$f = \frac{\sum_j (Cm)_j dt'_j}{(Cp)_B V_{\text{П}} dt_{\text{П}}}$ – функция отношения теплоёмкостей системы;

$f_{\text{р.ф.}} = \frac{dF_{\text{р.ф.}}}{dF_{\text{то}}} \approx \frac{F_{\text{р.ф.}}}{F_{\text{то}}}$ – коэффициент отношения поверхностей раздела фаз и теплообмена; $dF_{\text{р.ф.}}$ – бесконечно малый элемент поверхности раздела фаз при массообмене, м^2 ; $dF_{\text{то}}$ – бесконечно малый элемент поверхности теплообмена, м^2 ;

$F = -\int_1^2 \frac{G_b dl}{\alpha(t - t_{\text{ст}})}$ – площадь теплообмена, м^2 ; g_n – расход водяных паров в помещении, $\text{кг}/\text{с}$; $G_b, G_n, G_{\text{вн}}$ – массовые расходы «сухого» воздуха, водяного пара и паровоздушной смеси в теплообменнике, $\text{кг}/\text{с}$; $G_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{мин}}$ – количество водяного пара

при выдохе, $\text{кг}/\text{мин}$; $G_{\text{CO}_2}^{\text{мин}}$ – количество углекислого газа при выдохе, $\text{кг}/\text{мин}$; I_1, I_2 – энтальпия влажного воздуха до и после охлаждения, соответственно, $\text{Дж}/\text{кг}$ «сухого» воздуха; I_n – энтальпия наружного воздуха, $\text{Дж}/\text{кг}$; $I_{\text{Пн}}$ – энтальпия воздуха в салоне тр воздуха, $\text{Дж}/\text{кг}$; I – энтальпия влажного воздуха, $\text{Дж}/\text{кг}$ «сухого» воздуха; K_0 – коэффициент теплопередачи при «сухом» охлаждении влажного воздуха, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; L_B – объёмный расход приточного воздуха системы механической вентиляции, $\text{м}^3/\text{с}$; L_K – объёмный расход воздуха через его охладитель кондиционера, $\text{м}^3/\text{с}$; L_B – величина воздухообмен, $\text{м}^3/\text{час}$; Π – атмосферное давление, или давление влажного воздуха, Па ; $p_n, p_{\text{н.п.}}$ – парциальные давления водяных паров и насыщенных водяных паров, соответственно, Па ; $\text{ppm}_j^{\text{пдк}}, \text{ppm}_j^{\text{н}}$ – объёмное содержание вредного компонента газовой смеси, предельно-допустимое в помещении и в наружном воздухе, соответственно, частей на миллион; $Q_{\text{ТП}}$ – тепловая мощность теплопритоков через наружные ограждения в салоне, Вт ; $\sum_j Q_j$ – сумма тепловыделений внутри объектов, Вт ; $\sum_i Q_{\text{ТЕХН}_i}$ – сумма теплопритоков от технологических процессов в помещении, транспортного средства, $\text{Дж}/\text{кг}$; $I_{\text{Пк}}$ – энтальпия воздуха после охладителя Вт ; $Q_{\text{ВЕН}}$ – теплопритоки или теплоотвод, обусловленные вентиляционным воздухообменом, Вт ; $Q_{\text{ОК}}$ – теплоотвод, за счёт охлаждения воздуха в охладителе воздуха кондиционера, Вт ; $Q_{\text{ХПВУ}}$ – производительность охладителя воздуха приточной вентиляционной установки механической вентиляции, Вт ; r_n – скрытая теплота парообразования, $\text{Дж}/\text{кг}$; t_1, t_2 – температура влажного воздуха; $t_{\text{П}}$ – температура воздуха в помещении, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{т.р.}}$ – температура точки росы, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{ст}}$ – температура стенки, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{я.п.}}$ – температура в ядре потока, $^{\circ}\text{C}$; $t, t_{\text{ст}}$ – температура влажного воздуха в ядре потока и у стенки, $^{\circ}\text{C}$; t_n – температура хладагента, $^{\circ}\text{C}$; $V_{\text{П}}$ – объём помещения, м^3 ; $V_{\mu}^{\text{н}}$ – объём компонента при нормальных условиях, $22,4 \text{ л}/\text{моль}$ ($\text{м}^3/\text{кмоль}$); $x, x_{\text{ст}}$ – паросодержание в ядре потока и у стенки, $\text{кг}/\text{кг}$ «сухого» воздуха; α – коэффициент теплоотдачи от потока к стенке, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; α_0 – коэффициент теплоотдачи без учета сопряженного переноса массы и неявного тепла, т. е. коэффициент «сухой» теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; β – коэффициент массоотдачи из потока к поверхности раздела фаз, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; ρ_B – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\rho_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{нф}}, \rho_{\text{CO}_2}^{\text{нф}}$ – плотность «сухого» воздуха и водяного пара при нормальных физических условиях, $\text{кг}/\text{м}^3$; μ – молекулярная масса компонента, $\text{г}/\text{моль}$ ($\text{кг}/\text{кмоль}$); μ_n, μ_v – молекулярная масса водяного пара и «сухого» воздуха, $\text{кг}/\text{кмоль}$; ξ – коэффициент влаговыпадения; η – коэффициента преобразования тепловой энергии; $\mathcal{G} = t - t_n$ – разность температур между потоком и хладагентом, $^{\circ}\text{C}$.

Литература

1. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: Госстрой РФ. – 2004.
2. СН 512-78. Строительные нормы. Инструкция по проектированию зданий и помещений для электронно-вычислительных машин. – М.: Госстрой, 2000.
3. Василенко В. Х. Малая медицинская энциклопедия // Дыхательная система (том 10, стр. 209). – М.: Издательство «Советская энциклопедия», 1968. – 1200 с.
4. Гоголин А. А. Осушение воздуха холодильными машинами. – М.: ГлавНИИ при Госэкономсовете СССР Научно-исследовательский институт холодильной промышленности, Государственное Издательство Торговой Литературы, 1962. – 105 с.
5. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. – М.: Стройиздат, 1971. – 269 с.
6. Теплофизические основы получения искусственного холода. //Справочник из серии справочников «Холодильная техника» под ред. А.В. Быкова, А.А. Гоголина и др. М.: Издво: «Пищевая промышленность», 1980 – 231 с.
7. Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена. – М.: АВОК СТАНДАРТ, 2002. – 15 с.
8. Электронный ресурс: Сайт издательского дома «Холодильное дело»: <http://holod-delo.ru/>
9. Кожевникова Е.В., Лопаткина Т.А. Калориметрический комплекс для исследования теплоотдачи в теплообменниках и испытания кондиционеров Электронный ресурс: Электронный научный журнал «Холодильная техника и кондиционирование» /ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий». – Электронный журнал. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2010. – № 1. – март. Режим доступа: <http://www.openmechanics.com/journals> свободный (дата обращения: 14.10.2010).

10. Рекомендации по расчету поверхностных воздухоохладителей для систем кондиционирования воздуха и вентиляции. – М.: Госстрой СССР, Главпромстройпроект, Всесоюзное Объединение Союзантехпроект, Государственный проектный институт Сантехпроект, 1969. – 133 с.

11. ГОСТ 30494-2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. Межгосударственный стандарт. – М.: МНТКС, 2013.

Сведения об авторах

Лозовецкий Вячеслав Владимирович, д.т.н., профессор Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана (Мытищинский филиал), Мытищи 5, 1-ая Институтская ул., д. 1.
Тел. 8-915-347-48-00
E-mail: lozovetsky@mail.ru.

Лебедев Владимир Владимирович, к.т.н., доцент Российского технологического университета – МИРЭА, Москва, ул. Стромынка, 20
E-mail: voval_matr@mail.ru.

Черкина Вера Михайловна, к.т.н., доцент Московского государственного строительного университета, Москва, Ярославское шоссе д. 27.
Тел. 8-915-362-17-49
E-mail: khina75@mail.ru.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ

Научный информационный сборник «ТРАНСПОРТ: наука, техника, управление» включен в новый ПЕРЕЧЕНЬ рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидатов наук, на соискание ученой степени докторов наук (распоряжением Минобрнауки России № 21-р. от 12 февраля 2019 г.)

(Из Перечня ВАК по состоянию на 03.04.2019 года)

(Раздел «Перечень рецензируемых научных изданий (ВАК) mgsu.ru»).

URL: http://mgsu.ru/science/publikatsionnaya-aktivnost/Perechen_VAK_03042019_specialnosti.pdf

№ п/п	Наименование издания	ISSN	Группы научных специальностей/научные специальности и соответствующие им отрасли науки, по которым присуждаются ученые степени	Дата включения издания в Перечень
1458.	Научный информационный сборник "Транспорт: наука, техника, управление"	0236-1914	05.22.01 – Транспортные и транспортно-технологические системы страны, ее регионов и городов, организация производства на транспорте (технические науки), 05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация (технические науки), 05.22.08 – Управление процессами перевозки (технические науки), 05.22.10 – Эксплуатация автомобильного транспорта (технические науки), 05.22.14 – Эксплуатация воздушного транспорта (технические науки), 05.22.19 – Эксплуатация водного транспорта, судовождение (технические науки), 08.00.05 – Экономика и управление народным хозяйством (по отраслям и сферам деятельности) (экономические науки)	с 28.12.2018

В рецензируемом научном информационном сборнике «ТРАНСПОРТ: наука, техника, управление» редакция традиционно публиковала статьи по группам научных специальностей. Тематика статей включает информационные технологии на транспорте, общие вопросы транспорта, логистику, железнодорожный, автомобильный, внутренний водный, морской, воздушный, трубопроводный, промышленный и городской транспорт, взаимодействие видов транспорта, смешанные перевозки грузов.

При этом следует иметь в виду, что согласно новым правилам в журналах, включенных в Перечень ВАК, для защиты диссертаций будут учитываться только статьи по уточненным научным специальностям, а не по группам специальностей. Поэтому авторам при подготовке статей с целью их последующего учета при защите диссертаций следует особое внимание уделять шифру научного направления и обязательно сверяться с новым Перечнем ВАК.

Соискателю ученой степени важно знать: Публикации по другим специальностям, не соответствующим специальности защищаемой диссертации, ВАК засчитывать НЕ будет.

Если статья была опубликована до 28 декабря 2018г. (т.е. до публикации обновленного перечня ВАК), статья будет засчитана.

Разъяснения по новым правилам имеются в сети Интернет. Раздел «Новые правила публикации статей в журналах из перечня ВАК». Например, URL: originaldissertations.com/newjournals2019.php