

УДК 629.454:621.5

**ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ
ТЕПЛОТЕХНІЧНОГО УСТАТКУВАННЯ ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНУ****Кузьменко С.В., Заверкін А.В., Сергієнко О.В.****DETERMINATION OF RATIONAL GEOMETRICAL PARAMETERS OF THE HEAT
ENGINEERING EQUIPMENT OF PASSENGER CARS****Kuzmenko S., Zaverkin A., Serhiienko O.**

В статті отримані аналітичні залежності, які визначають раціональні геометричні параметри теплотехнічного устаткування пасажирського вагону, а саме: співвідношення між висотою ребра теплообмінника та відстанню між ними і загальну площу поверхні теплотехнічного устаткування, за умови їх мінімізації при відповідній максимізації тепловіддачі.

Ключові слова: пасажирський вагон, система кондиціонування, теплотехнічне устаткування, теплообмін, тепловіддача, комфорт

Вступ. Залізничний транспорт України є провідною галуззю в дорожньо-транспортному комплексі країни, який забезпечує 82% вантажних і майже 50% пасажирських перевезень, здійснюваних всіма видами транспорту [1]. Однією з основних вимог, що пред'являються до пасажирського рухомого складу, окрім безпеки функціонування, є його комфортабельність [2].

Постановка проблеми. Забезпечення норм тепло- або холодопродуктивності системи кондиціонування, кількості свіжого повітря, його температури тощо, не є достатньою умовою створення комфортних параметрів мікроклімату. Рухливість повітря, розподіл температури в робочій зоні людини істотно впливає на її суб'єктивне відчуття комфорту. У зв'язку з цим, важливим завданням при проектуванні даних систем є забезпечення теплового режиму в кабіні або салоні транспортного засобу. При її рішенні необхідно, з одного боку, забезпечити якнайкраще сприйняття навколишнього середовища організмом людини. З іншого боку, істотним чином не збільшувати масо-габаритні і енергетичні показники системи [3]. Однак, як показує досвід експлуатації, при проектуванні вагонів недостатньо уваги приділяється розробці ефективних систем комфортного життєзабезпечення пасажирів, яке б враховувало вимоги щодо масо-габаритних і енергетичних показників теплотехнічного устаткування.

Таким чином, удосконалення систем забезпечення мікроклімату, що входять у загальну систему життєзабезпечення пасажирських вагонів є одним з перспективних напрямків сучасних досліджень під час модернізації пасажирського рухомого складу залізниць і підвищені рівня його комфортабельності та енергоефективності.

Мета статті. Отримати аналітичні залежності, які дозволять визначити раціональні геометричні параметри теплотехнічного устаткування пасажирського вагону за умови їх мінімізації при відповідній максимізації тепловіддачі.

Результати досліджень. Оскільки переважна конструкція системи кондиціонування пасажирського рухомого складу залізниць передбачає використання двох стадій передавання теплової енергії, а саме до теплоакмулюючого матеріала (ТАМ) і далі до рідкого теплоносія, то слід розглянути процеси тепло-масообміну у теплотехнічному устаткуванні пасажирського вагону. Основним завданням при проектуванні даних пристроїв є мінімізація їх геометричних розмірів при відповідній максимізації тепловіддачі.

Теплота, що віддається від поверхонь нагрівачів [4, 5], узгоджується із наступною залежністю:

$$Q = \alpha F \Delta t.$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі;

F – площа поверхні теплообміну;

Δt – перепад температури між поверхнею теплообміну та повітрям навколишнього середовища.

Виходячи із концепції мінімізації геометричних розмірів теплообмінного устаткування, це стає можливим при збільшенні середнього коефіцієнта тепловіддачі при необхідній площині теплообмінних поверхонь, оскільки різниця температури між повітрям салону та поверхнею теплообмінників є нормованим показником.

Розглянемо течію повітря між вертикально розташованими нагрітими поверхнями теплообмінного устаткування (рис. 1).

Враховуючи припущення щодо квадратичного розподілу температури повітря [4,5], аналітичне представлення розподілу температури представлено наступною залежністю:

$$\vartheta = \vartheta_c \left(1 - \frac{h-y}{\delta} \right)^2 = \vartheta_c \left(1 - 2 \frac{h-y}{\delta} + \frac{(h-y)^2}{\delta^2} \right),$$

де $\vartheta = (t_c - t)$ - різниця між температурою стінки t_c і робочим середовищем t в пограничному шарі при поточній координаті y ;

$h = H/2$ - половина відстані між пластинами;

δ - товщина прикордонного шару.

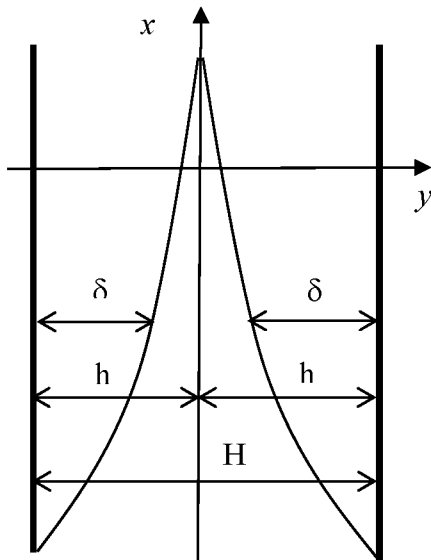


Рис. 1. Схема течії повітря між двома вертикальними нагрітими поверхнями

Оскільки локальний коефіцієнт тепловіддачі визначається як [4]:

$$\alpha = -\frac{\lambda}{\vartheta_c} \left(\frac{d\vartheta}{dy} \right)_{y=0},$$

то похідна від зміни температури в прикордонному шарі:

$$\frac{d\vartheta}{dy} = -\vartheta_c \left(\frac{2}{\delta} - \frac{2h}{\delta^2} + \frac{2y}{\delta^2} \right).$$

Для умов поставленої задачі:

$$\left. \frac{d\vartheta}{dy} \right|_{y=h} = -\vartheta_c \left(\frac{2}{\delta} - \frac{2h}{\delta^2} + \frac{2h}{\delta^2} \right) = -\frac{2\vartheta_c}{\delta},$$

$$\alpha = \frac{2\lambda}{\delta}.$$

Таким чином, локальний коефіцієнт тепловіддачі зменшується при збільшенні товщини прикордонного шару. Звідси виходить, що при конвективній течії робочого середовища між двома вертикальними пластинами, при зіткненні двох теплових шарів коефіцієнт тепловіддачі більш не змінюється, та саме в такому місці слід забезпечити розрив прикордонного шару. Це стає можливим при закінченні вертикальної пластини саме в цьому місці та зміщення наступного ряду пластин на відстань, яка дорівнює половині відстані між пластинами (рис. 2).

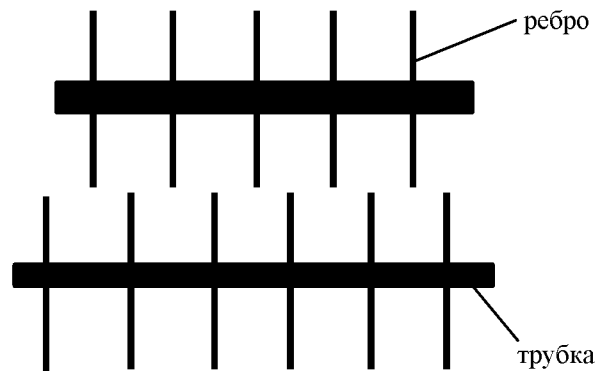


Рис. 2. Взаємне розташування пластин в теплообміннику

У зв'язку з цим, максимізація мінімального коефіцієнта тепловіддачі стає можливим при мінімально допустимій відстані між пластинами, що робить товщину прикордонного шару теж мінімальною.

Внаслідок технологічних або конструктивних обмежень при виробництві теплообмінних пристроїв слід визначити співвідношення між відстанню між пластинами та їх висотою, яка обмежується зіткненням прикордонних шарів.

Для цього, в першу чергу, розглянемо течію в'язкого нестискуваного середовища уздовж нагрітої вертикальної пластини на основі [5], яку можна описати рівнянням:

$$\mu \frac{d^2 w_x}{dy^2} = -g(\rho - \rho_0),$$

де μ - динамічна в'язкість;

w_x - швидкість течії;

ρ_0 - щільність повітря за межами пограничного шару;

ρ - щільність повітря в пограничному шарі при поточній координаті y ;

g - прискорення вільного падіння.

Оскільки $\rho = \rho_0(1 - \rho_0 \vartheta)$, то $\rho - \rho_0 = \rho_0 \beta \vartheta$.

На підставі викладеного

$$\mu \frac{d^2 w_x}{dy^2} = -g \rho_0 \beta \vartheta.$$

Таким чином, рівняння течії робочого середовища прийме наступний вигляд:

$$\frac{d^2 w_x}{dy^2} = -\frac{g}{\mu} \rho_0 \beta g_c \left(1 - \frac{h-y}{\delta}\right)^2.$$

Приймаючи, що

$$k = \frac{g}{\mu} \rho_0 \beta g_c,$$

отримуємо:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 w_x}{dy^2} &= -k \left(1 - \frac{h-y}{\delta}\right)^2 = \\ &= -k \left(1 - 2\frac{h-y}{\delta} + \frac{h^2 - 2hy + y^2}{\delta^2}\right) \end{aligned}$$

Інтегрування рівняння течії дозволяє визначити розподіл швидкості в пограничному шарі:

$$\begin{aligned} \frac{dw_x}{dy} &= -k \left[y \left(1 - \frac{2h}{\delta} + \frac{h^2}{\delta^2}\right) + \frac{y^2}{\delta} \left(1 - \frac{h}{\delta}\right) + \frac{y^3}{3\delta^2} \right] + C_1 = \\ &= -k \left[y \left(1 - \frac{h}{\delta}\right)^2 + \frac{y^2}{\delta} \left(1 - \frac{h}{\delta}\right) + \frac{y^3}{3\delta^2} \right] + C_1. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} w_x &= -k \left[\frac{y^2}{2} \left(1 - \frac{h}{\delta}\right)^2 + \frac{y^3}{3\delta} \left(1 - \frac{h}{\delta}\right) + \frac{y^4}{12\delta^2} \right] + C_1 y + C_2 = \\ &= -ky^2 \left[\frac{1}{2} \left(1 - \frac{h}{\delta}\right)^2 + \frac{y}{3\delta} \left(1 - \frac{h}{\delta}\right) + \frac{y^2}{12\delta^2} \right] + C_1 y + C_2. \end{aligned}$$

Проводячи перетворення, отримуємо в остаточному вигляді:

$$\begin{aligned} w_x &= -ky^2 \left[\frac{1}{2\delta^2} (\delta - h)^2 + \frac{y}{3\delta^2} (\delta - h) + \frac{y^2}{12\delta^2} \right] + \\ &+ C_1 y + C_2 = -k \frac{y^2}{\delta^2} \left[\frac{1}{2} (\delta - h)^2 + \frac{y}{3} (\delta - h) + \frac{y^2}{12} \right] + \\ &+ C_1 y + C_2. \end{aligned}$$

Визначення констант інтегрування можливе за умов, що швидкість течії робочого середовища як на поверхні пластини, так і за межами пограничного шару дорівнює нулю, тобто при $y = h$ і $y = \delta \Rightarrow w_x = 0$.

Таким чином:

$$\begin{aligned} w_x \Big|_{y=h} &= -k \frac{h^2}{\delta^2} \left(\frac{1}{2} \delta - \delta h + \frac{1}{2} h^2 + \frac{\delta h}{3} - \frac{h^2}{3} + \frac{h^2}{12} \right) + C_1 h + \\ &+ C_2 = -k \frac{h^2}{12\delta^2} (6\delta - 8\delta h + 3h^2) + C_1 h + C_2 = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} w_x \Big|_{y=\delta} &= -k \frac{\delta^2}{\delta^2} \left[\frac{1}{2} \delta^2 - \delta h + h^2 + \frac{\delta^3}{3} - \frac{\delta h}{3} + \frac{\delta^2}{12} \right] + C_1 \delta + \\ &+ C_2 = -k \left(\frac{11\delta^2}{12} - \frac{4\delta h}{3} + h^2 \right) + C_1 \delta + C_2 = 0. \end{aligned}$$

Рішенням системи

$$\begin{cases} -k \frac{h^2}{12\delta^2} (6\delta - 8\delta h + 3h^2) + C_1 h + C_2 = 0; \\ \frac{-k}{12} (11\delta^2 - 16\delta h + 12h^2) + C_1 \delta + C_2 = 0, \end{cases}$$

будуть наступні залежності щодо констант інтегрування:

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{k}{12(h-\delta)} \left[\frac{h^2}{\delta^2} (6\delta - 8\delta h + 3h^2) - \right]; \\ C_2 &= \frac{k}{12} \left[\frac{(1 + \frac{\delta}{h-\delta})(11\delta^2 - 16\delta h + 12h^2) -}{-\frac{h^2}{\delta(h-\delta)} (6\delta - 8\delta h + 3h^2)} \right]. \end{aligned}$$

Визначаємо середньоінтегральну швидкість течії робочого середовища в прикордонному шарі як:

$$\overline{w_x} = \frac{1}{\delta} \int_{h-\delta}^{\delta} w_x dy.$$

Оскільки:

$$w_x = -\frac{k}{\delta^2} \left[\frac{y^2}{2} (\delta - h)^2 + \frac{y^3}{3} (\delta - h) + \frac{y^4}{12} \right] + C_1 y + C_2,$$

то:

$$\begin{aligned} \int_{h-\delta}^{\delta} w_x dy &= \int_{h-\delta}^{\delta} \left\{ -\frac{k}{\delta^2} \left[\frac{y^2}{2} (\delta - h)^2 + \frac{y^3}{3} (\delta - h) + \frac{y^4}{12} \right] + \right. \\ &\left. + C_1 y + C_2 \right\} dy = \\ &= -\frac{k}{\delta^2} \left[\frac{(\delta - h)^2}{6} (h^3 - (h - \delta)^3) + \frac{\delta - h}{12} (h^4 - (h - \delta)^4) \right] + \\ &+ \frac{C_1}{2} (h^2 - (h - \delta)^2) + C_2 \delta. \end{aligned}$$

Таким чином, середньоінтегральна швидкість течії:

$$\begin{aligned} \overline{w_x} &= -\frac{k}{\delta^3} \left[\frac{(\delta - h)^2}{6} (h^3 - (h - \delta)^3) + \frac{\delta - h}{12} \times \right. \\ &\left. \times (h^4 - (h - \delta)^4) + \frac{1}{60} (h^5 - (h - \delta)^5) \right] + \\ &+ \frac{C_1}{2\delta} (h^2 - (h - \delta)^2) + C_2. \end{aligned}$$

Виходячи з визначення $\overline{w_x}$, витрата повітря в прикордонному шарі:

$$dG = d(\rho_0 \overline{w_x} \delta l) = \rho_0 l d(\overline{w_x} \delta),$$

де l – довжина пластини.

$$d(\overline{w_x} \cdot \delta) = d \left\{ -\frac{k}{\delta^2} \left[\frac{(\delta-h)^2}{6} (h^3 - (h-\delta)^3) + \frac{\delta-h}{12} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times (h^4 - (h-\delta)^4) + \frac{1}{60} (h^5 - (h-\delta)^5) \right] + \frac{C_1}{2} (h^2 - (h-\delta)^2) + C_2 \delta \right\}$$

Припустимо, що:

$$F = \frac{(\delta-h)^2}{6} (h^3 - (h-\delta)^3) + \frac{\delta-h}{12} \times \\ \times (h^4 - (h-\delta)^4) + \frac{1}{60} (h^5 - (h-\delta)^5),$$

тоді

$$d(\overline{w_x} \cdot \delta) = d \cdot \left[-\frac{k}{\delta^2} \cdot F + \frac{C_1}{2} (h^2 - (h-\delta)^2) + C_2 \delta \right] = \\ = \left[\frac{k}{2\delta^3} \cdot F - \frac{k}{\delta^2} \cdot F' + \frac{1}{2} (h^2 - (h-\delta)^2) C_1' + \right. \\ \left. + \frac{C_1}{2} (4h\delta - 3\delta)^2 + C_2' \delta + C_2 \right] d\delta,$$

де похідні від функцій F , C_1 та C_2 визначаються наступним чином:

$$F' = \frac{\delta-h}{3} [h^3 - (h-\delta)^3] + \frac{(\delta-h)^3}{2} + \frac{1}{12} \times \\ \times [h^4 - (h-\delta)^4] + \frac{(h-\delta)^4}{3}.$$

$$C_1' = \frac{k}{12(h-\delta)^2} \cdot \left[\frac{h^2}{\delta^2} (6\delta - 8\delta h + 3h^2) - (11\delta^2 - \right. \\ \left. + \frac{k}{12(h-\delta)} \cdot \left[-\frac{2h^2}{\delta^3} (6\delta - 8\delta h + 3h^2) + \frac{h}{\delta^2} (6\delta - 8h) - \right. \right. \\ \left. \left. - (22\delta - 16h) \right] \right];$$

$$C_2' = \frac{k}{12} \cdot \left[\frac{1}{h-\delta} \cdot (33\delta^2 - 32\delta h + 12h^2) - \right. \\ \left. - \frac{\delta}{(h-\delta)^2} \cdot (11\delta^2 - 16\delta h + 12h^2) + \right. \\ \left. + \frac{3h^4}{\delta^2(h-\delta)} + \frac{h^2}{(h-\delta)^2} \cdot (6-8h + \frac{3h^2}{\delta}) \right].$$

На підставі того, що кількість теплоти, яка прийнята робочим середовищем в прикордонному шарі

$$dQ_1 = C_p \cdot \overline{\vartheta} \cdot dG,$$

та кількість теплоти, що віддана від нагрітої стінки

$$dQ_2 = \alpha \cdot \vartheta_c l \cdot dx$$

повинні бути рівними один одному, то

$$dQ_1 = dQ_2 \quad \text{або} \quad C_p \cdot \overline{\vartheta} \cdot dG = \alpha \cdot \vartheta_c l dx,$$

де $\overline{\vartheta} = \frac{1}{\delta} \int_{h-\delta}^h \vartheta dy$ – середня температура робочого середовища в прикордонному шарі.

Оскільки

$$\vartheta = \vartheta_c \left[1 - \frac{2h-y}{\delta} + \frac{(h-y)^2}{\delta^2} \right] = \\ = \vartheta_c \left[1 + \frac{h}{\delta} \left(\frac{h}{\delta} - 2 \right) + \frac{2h}{\delta} \left(1 - \frac{1}{\delta^2} \right) y + \frac{y^2}{\delta^2} \right],$$

то

$$\int_{h-\delta}^h \vartheta dy = \vartheta_c \int_{h-\delta}^h \left[1 + \frac{h}{\delta} \left(\frac{h}{\delta} - 2 \right) + \frac{2h}{\delta} \left(1 - \frac{1}{\delta^2} \right) y + \frac{y^2}{\delta^2} \right] dy = \\ = \vartheta_c \left[\left(1 - \frac{h}{\delta} \right)^2 \cdot \delta + h(2h-\delta)^2 \left(1 - \frac{1}{\delta^2} \right) + \frac{h^3 - (h-\delta)^3}{3\delta^2} \right].$$

Таким чином, середня температура

$$\overline{\vartheta} = \frac{1}{\delta} \int_{h-\delta}^h \vartheta dy = \vartheta_c \times \\ \times \left[\left(1 - \frac{h}{\delta} \right)^2 + \frac{h}{\delta} (2h-\delta)^2 \left(1 - \frac{1}{\delta^2} \right) + \frac{h^3 - (h-\delta)^3}{3\delta^2} \right]$$

Прийнявши, що

$$N = \left(1 - \frac{h}{\delta} \right)^2 + \frac{h}{\delta} (2h-\delta)^2 \left(1 - \frac{1}{\delta^2} \right) + \frac{h^3 - (h-\delta)^3}{3\delta^2},$$

отримуємо

$$\overline{\vartheta} = N \vartheta_c.$$

На підставі того, що

$$dG = \rho_0 l \left[\frac{k}{2\delta^3} \cdot F - \frac{k}{\delta^2} \cdot F' + \frac{1}{2} (h^2 - (h-\delta)^2) \times \right. \\ \left. \times C_1' + \frac{C_1}{2} (4h\delta - 3\delta)^2 + C_2' \delta + C_2 \right] \cdot d\delta$$

та прийнявши

$$M = \frac{k}{2\delta^3} \cdot F - \frac{k}{\delta^2} \cdot F' + \frac{1}{2} (h^2 - (h - \delta)^2) C_1' + \frac{C_1}{2} (4h\delta - 3\delta)^2 + C_2' \delta + C_2$$

витрата робочого середовища визначиться як:

$$dG = \rho_0 l M d\delta$$

Таким чином

$$C_p \bar{g} \rho_0 l M d\delta = \frac{2\lambda}{\delta} g_c l dx,$$

або

$$M \cdot N \cdot \delta \cdot d\delta = \frac{2\lambda}{C_p \cdot \rho_0} dx.$$

Інтегрування приводить до наступної залежності:

$$\int M \cdot N \cdot \delta \cdot d\delta = \frac{2\lambda}{C_p \cdot \rho_0} x + C.$$

Так як при $x = 0$ товщина прикордонного шару $\delta = 0$, то $C = 0$.

Таким чином, висота вертикальної стінки:

$$x = \frac{C_p \cdot \rho_0}{2\lambda} \int M \cdot N \cdot \delta \cdot d\delta.$$

Чисельне вирішення представленого інтегрального рівняння дозволяє отримати наступну залежність:

$$X_{max} = 16 \frac{C_p \beta \rho_0^2 g \vartheta_c}{\mu \lambda} H^4,$$

де $H = 2h$ - загальна ширина міжреберного простору.

На підставі того, що $\alpha = \frac{2\lambda}{\delta}$, а при $X_{max} \rightarrow \delta = h$, то

$$\alpha_{X_{max}} = \frac{2\lambda}{h}.$$

Із урахуванням того, що на підставі [4] середнє значення коефіцієнта тепловіддачі:

$$\bar{\alpha} = \frac{4}{3} \alpha_{X_{max}},$$

отримаємо:

$$\bar{\alpha} = \frac{16 \lambda}{3 H}.$$

Зважаючи на те, що

$$Q = \bar{\alpha} F \vartheta_c,$$

при тому, що загальна потужність Q системи опалення є визначеною, потрібна площа поверхні теплотехнічного устаткування визначиться наступним чином:

$$F = \frac{3 Q H}{16 \lambda \vartheta_c}.$$

Висновки. В результаті проведених теоретичних досліджень отримані аналітичні залежності, які визначають раціональні геометричні параметри теплотехнічного устаткування пасажирського вагону, а саме: співвідношення між висотою ребра теплообмінника та відстанню між ними і загальну площу поверхні теплотехнічного устаткування.

Література

1. Залізничний транспорт // Міністерство інфраструктури України. URL: <https://mtu.gov.ua/timeline/Zaliznichniy-transport.html> (дата звернення: 12.04.2019).
2. Білошицький Е.В. Удосконалення функціонування систем опалення та вентиляції пасажирських вагонів: автореф. дис. ... канд. тех. наук. Дніпро, 2019. 20 с.
3. Кузьменко С.В. Визначення режимів узгодженої роботи системи опалення з тепловим акумулятором / С.В. Кузьменко, А.В. Заверкін // Вісник СХУ ім. В. Даля, 2018. - № 2(243). - С. 140 - 143.
4. Теплопередача: Учебник для вузов / Исаченко В.П. и др. - М.: Энергоиздат. - 1981. - 416 с.
5. Крейт Ф., Блэк У. Основы теплопередачи. - М.: Мир. - 1983. - 512 с.

References

1. Zaliznychnyy transport // Ministerstvo infrastruktury Ukrainy. URL: <https://mtu.gov.ua/timeline/Zaliznichniy-transport.html> (data zvernennya: 12.04.2019).
2. Biloshyts'kyi E.V. Udoshkonalennya funktsionuvannya system opalennya ta ventilyatsiyi pasazhyr's'kykh vahoniv: avtoref. dys. ... kand. tekh. nauk. Dnipro, 2019. 20 s.
3. Kuz'menko S.V. Vyznachennya rezhymiv uzgodzhenoyi roboty systemy opalennya z teplovym akumulyatorom / S.V. Kuz'menko, A.V. Zaverkin // VISNYK SNU im. V. Dalya, 2018. - № 2(243). - S. 140 - 143.
4. Teploperedacha: Uchebnyk dlya vuzov / Isachenko V.P. i dr. - M.: Enerhoizdat. - 1981. - 416 s.
5. Kreyt F., Blék U. Osnovy teploperedachy. - M.: Myr. - 1983. - 512 s.

Кузьменко С.В., Заверкін А.В., Сергиєнко О.В.
Определение рациональных геометрических параметров теплотехнического оборудования пассажирских вагонов.

В статье получены аналитические зависимости, определяющие рациональные геометрические параметры теплотехнического оборудования пассажирского вагона, а именно: соотношение между высотой ребра теплообменника и расстоянием между ними, и общую площадь поверхности теплотехнического оборудования, при условии их минимизации при соответствующей максимизации теплоотдачи.

Ключевые слова: пассажирский вагон, система кондиционирования, теплотехническое оборудование, теплообмен, теплоотдача, комфорт.

Kuzmenko S., Zaverkin A., Serhiienko O. Determination of rational geometrical parameters of the heat engineering equipment of passenger cars.

In the article analytical dependences that determine the rational geometrical parameters of the heat engineering equipment of the passenger car are obtained, namely: the ratio between the height of the edge of the heat exchanger and the distance between them, and the total surface area of the heat engineering equipment, provided that they are minimized with the appropriate maximization of heat transfer.

Keywords: passenger car, air conditioning system, heat engineering equipment, heat exchange, heat transfer, comfort.

Кузьменко С.В. – к.т.н, доцент, директор навчально-наукового інституту транспорту і логістики СХУ ім. В. Даля, kuzmenkosv@ukr.net.

Заверкін А.В. – к.т.н., доцент, доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин СХУ ім. В. Даля, zaverkin@ukr.net.

Сергієнко О.В. - к.т.н., доцент, доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин СХУ ім. В. Даля, sergienko.o.v@gmail.com.

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана: 19.04.2019