

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ САЛОНУ АВТОБУСА

Безпека перевезення пасажирів полягає не лише у запобіганні аварійним ситуаціям, але й у гарантуванні умов збереження здоров'я і працездатності пасажирів та водія і комфортності перевезень, що значною мірою забезпечується мікрокліматом у салоні автобуса і на робочому місці водія. До основних показників мікроклімату відноситься температура повітря у салоні автобуса.

Метою роботи є розробка і обґрунтування методики розрахунку температурного стану салону автобусів.

На тепловий режим салону автобуса певний вплив здійснює неорганізований повітрообмін через нещільності кузова (інфільтрація). Повітрообмін через нещільності кузова лінійно залежить від швидкості руху автобуса. Втрати теплоти через конструктивні елементи кузова лінійно залежать від температури зовнішнього повітря.

Розрахунок теплового стану салону автобуса, в принципі, зводиться до розрахунку теплотворної здатності рідинного підігрівача з врахуванням всіх теплових втрат у салоні. Розроблено методику розрахунку за двома показниками: експериментально визначеним коефіцієнтом теплопередачі кузова міського автобуса і його оберненою величиною, розрахунковим значенням термічного опору одиниці площі салону автобуса.

На тепловий режим салону міського автобуса в умовах зимової експлуатації значний вплив здійснює теплообмін через відкриті двері на короткочасних службових зупинках.

Що стосується міжміських і туристичних автобусів, то відкриття у них пасажирських дверей здійснюється значно рідше. Тому під час експлуатації автобусів вказаного класу виникає потреба подавання у салон свіжого повітря, яке необхідно нагрівати.

Оскільки є статистичні дані щодо теплопередачі кузова міських автобусів, то температурний стан їх салонів пропонується розраховувати за коефіцієнтом теплопередачі кузова автобуса.

У цій методиці розрахунок ведеться за коефіцієнтом теплопередачі кузова. Надходження і нагрівання повітря для вентиляції не враховується, оскільки повітрообмін в салоні здійснюється при відкриванні пасажирських дверей під час зупинок автобуса.

Як показали розрахунки, теплові втрати насамперед залежать від перепаду температур зовнішнього повітря і в салоні автобуса.

Температурний стан міжміських автобусів потрібно розраховувати за величиною, оберненою коефіцієнту теплопередачі кузова – термічним опором одиниці площі салону автобуса.

Обґрунтовано методику розрахунку температурного стану салону автобусів. Для міських автобусів розрахунок доцільно вести за коефіцієнтом теплопередачі кузова. Температурний стан міжміських автобусів потрібно розраховувати за термічним опором одиниці площі салону автобуса. Доведено, що втрати тепла у салоні міжміських автобусів, порівняно із міськими автобусами, є значно меншим через відсутність теплових втрат на службових зупинках при виході і вході пасажирів, які становлять понад половину всіх теплових втрат. Для зменшення теплових втрат особливо значний ефект має застосування у вікнах автобусів склопакетів, замість одинарних шиб.

Ключові слова: безпека перевезення, температура салону, втрати тепла, коефіцієнт теплопередачі, термічний опір одиниці площі, інфільтрація через нещільності.

S. V. Niemyi

FEATURES OF CALCULATION OF THE TEMPERATURE STATE OF THE BUS SALON

The safety of passenger transportation is not only to prevent accidents but also to ensure the conditions of health and efficiency of passengers and driver and the comfort of moving, which is guaranteed by the microclimate in the bus and the driver's workplace. One of the principal indicators of the microclimate is the air temperature in the cabin. The purpose of the work is to develop and substantiate the method of calculating the temperature of the bus interior.

Unorganized air exchange due to body leaks (infiltration) influence on the thermal regime of the bus interior. Air exchange due to body leaks depends linearly on the speed of the bus. Heat loss through the structural elements of the body linearly depends on the outside air temperature.

The calculation of the thermal state of the bus interior, in principle, is reduced to the estimation of the calorific value of the liquid heater, taking into account all heat losses in the cabin. The method of calculation developed on two indicators: experimentally defined coefficient of heat transfer of a body of the city bus and its inverse size, the calculated value of thermal resistance of unit of the area of salon of the bus. The thermal regime of the interior of a city bus in the conditions of winter operation is significantly influenced by heat exchange through the openings of open doors at short-term service stops. As for long-distance coaches, open the passenger door is much less. Therefore at the operation of buses of the specified class, it is necessary to give in salon-fresh air which needs to be heated.

Since there are statistics on heat transfer of the body of city buses, the temperature of their cabins proposes to be calculated by the heat transfer coefficient of the bus body.

In this method, the calculation depends on the heat transfer coefficient of the body. The supply and heating of air for ventilation are not taken into account, as the passenger door carries out air exchange in the cabin during bus stops.

As calculations have shown, heat losses primarily depend on the temperature difference between the outside air and in the cabin. However, statistics on heat transfer of intercity (tourist) bus bodies are not currently available in the available publications. The temperature condition of intercity buses must correspond to the following calculations, inverse to the heat transfer coefficient of the body - thermal resistance per unit area of the bus.

The method of calculating the temperature of the bus interior is substantiated. For city buses should be based on the calculation of heat transfer coefficients body. The temperature condition of intercity buses must be calculated from the thermal resistance per unit area of the bus interior. We proved that heat losses in the cabin of intercity buses, compared to city buses, are much lower due to the absence of heat losses at service stops at the exit and entry of passengers, which account for more than half of all heat losses. To reduce heat loss, the use of double-glazed windows instead of single panes has a particularly significant effect.

Keywords: transportation safety, cabin temperature, heat loss, heat transfer coefficient, thermal resistance per unit area, infiltration due to leaks.

Постановка проблеми. Безпека перевезення пасажирів полягає не тільки у запобіганні аварійним ситуаціям, але й у гарантуванні умов збереження здоров'я і працездатності пасажирів та водія і комфортності перевезень, що у значній мірі забезпечується мікрокліматом у салоні автобуса і на робочому місці водія. До основних показників мікроклімату відноситься температура повітря у салоні автобуса.

Аналіз відомих рішень і публікацій. В монографії [1] наводяться основні параметри мікроклімату у кабінах вантажних автомобілів. Зокрема наголошується, що температура повітря в зоні ніг не повинна перевищувати температуру повітря в зоні голови більше ніж на 3 – 5 °С. Відносна вологість має становити 30 – 60 %; швидкість руху повітря у кабіні – не перевищувати 0,3 м/с при зовнішній температурі $T_z < +10$ °С і не більше 1,5 м/с – при зовнішній температурі $T_z > +10$ °С [1]. У публікації [2] наводяться результати експериментальних досліджень температурного режиму салону міського автобуса в умовах зимової експлуатації на основі яких обґрунтовується значення коефіцієнта теплопередачі кузова автобуса. У роботах [3, 8] наводяться результати кількісного оцінювання параметрів повітрообміну в салоні автобуса, зокрема кількості повітря, що надходить у салон через нещільності кузова. Зарубіжні публікації на вказану тематику, наприклад, [9, 10] присвячені виключно питанням кондиціювання повітря в салонах транспортних засобів. Однак у наведених та інших наукових працях відсутня обґрунтована методика розрахунку температурного режиму салону автобуса в зимових умовах експлуатації, що ще на стадії проектування автобуса та його подальшої експлуатації

дало б змогу забезпечити комфортні умови мікроклімату у салоні.

Постановка завдання. Розробити і обґрунтувати методику розрахунку температурного стану салону автобусів.

Виклад основного матеріалу. Комфортний мікроклімат суб'єктивно сприймається як приємний. Об'єктивно він характеризується постійною температурою тіла, незначними температурними коливаннями температури шкіри рук і ступнів ніг при практично постійному значенні температури шкіри грудей і живота, відсутністю діяльності потових залоз і високим рівнем працездатності (сприйняття навколишньої обстановки). Низька температура повітря на робочому місці водія обумовлює охолодження і швидке його стомлювання, що проявляється в збільшенні помилкових дій (приблизно на 10 – 20 %) [1].

Вважається, що людина не відчуває нерівномірного розподілу температури в салоні, якщо її перепад не перевищує 2 – 3 °С [1]. При більшому перепаді температур настає погіршення терморегуляції людини, що призводить до простудних захворювань навіть в літній період експлуатації АТЗ. При низькій температурі зовнішнього повітря підтримувати поле температур в салоні із перепадом менше ніж 3 °С дуже складно. Особливо актуальною є ця проблема в міських автобусах у зимовий період експлуатації, де кожні 2-3 хвилини повністю відкриваються всі двері для виходу і входу пасажирів.

На тепловий режим салону автобуса також впливає неорганізований повітрообмін через

нещільності кузова (інфільтрація). Повітрообмін через нещільності кузова лінійно залежить від швидкості руху автобуса (рис.1) [2].

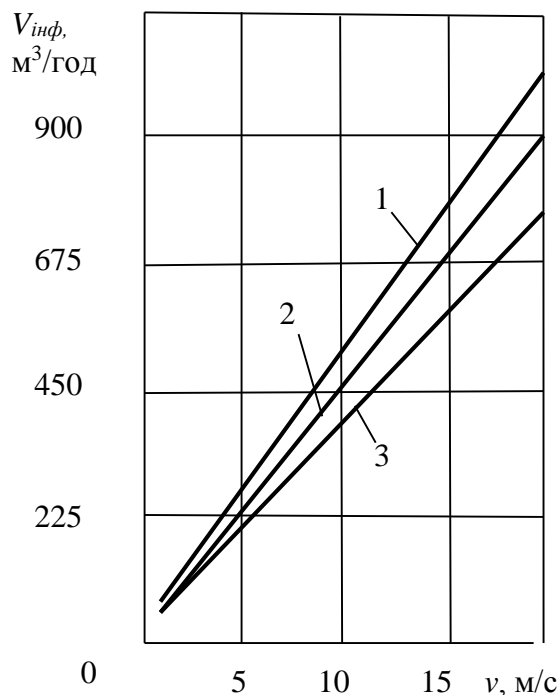


Рисунок 1. Залежність надходження повітря через нещільності кузова від швидкості руху міських автобусів: 1 – великий; 2 – середнє; 3 – мале

Втрати теплоти через конструктивні елементи кузова Q_c лінійно залежать від температури зовнішнього повітря T_z [2].

Впродовж часу експлуатації теплопередача салону міського автобуса має нерівномірний характер, що пов'язане з особливістю його експлуатації.

Розрахунок теплового стану салону автобуса, в принципі, зводиться до розрахунку теплової здатності рідинного підігрівача з врахуванням всіх теплових втрат у салоні. Методика розрахунку на даний час у спеціальній фаховій літературі не виявлена. У зв'язку з цим ми зробили спробу розробити і перевірити порівняльну методику розрахунку за двома показниками: статистично визначеним [2] коефіцієнтом теплопередачі кузова автобуса і його оберненою величиною, розрахунковим значенням термічного опору одиниці площі салону автобуса [5, 6].

На тепловий режим салону міського автобуса в умовах зимової експлуатації значно впливає теплообмін через відкриті двері на короткочасних службових зупинках (рис.2) [2].

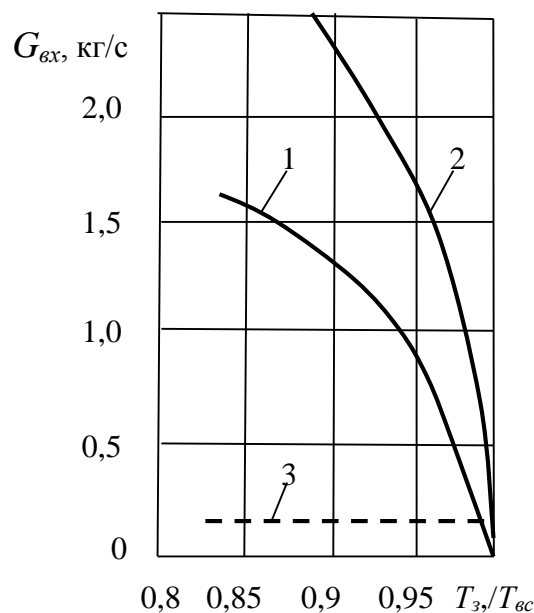


Рисунок 2. Повітрообмін через відкриті не заграмовані двері середнього міського автобуса на стоянці: 1 – через середні двері; 2 – те ж через двоє дверей; 3 – мінімально необхідний повітрообмін; $T_{вс}$ – значення середньої температури в салоні автобуса

Насамперед обґрунтуємо умови, при яких визначаються температурні втрати кузовів автобусів. Виходячи із особливостей експлуатації міських автобусів, беремо до уваги те, що у цих автобусів відбувається часта періодична зміна повітря (надходження холодного) при відкритті пасажирських дверей на службових зупинках для виходу і входу пасажирів – практично кожні 3-5 хв.

Що стосується міжміських і туристичних автобусів, то відкриття у них пасажирських дверей здійснюється значно рідше. Тому при експлуатації автобусів вказаного класу виникає потреба надходження у салон свіжого повітря, яке необхідно нагрівати. Крім цього, для внутрішнього облицювання міжміських автобусів використовуються більш якісні шумопоглинальні і теплоізоляційні матеріали та практично відсутні нещільності кузова для проникнення інфільтрованого повітря ззовні.

Виходячи із наведеного, пропонуємо структурну схему теплового балансу салону міжміського і міського автобусів (рис. 3).

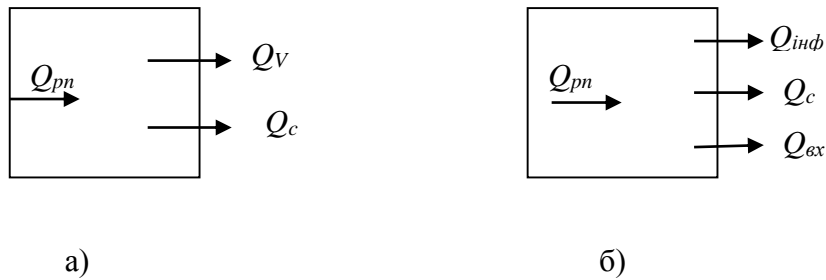


Рисунок 3. Структурна схема теплового балансу салону автобуса:
а – міжміського; б – міського

На рис. 3 позначено: Q_{pn} – кількість теплоти (теплова продуктивність) рідинного підігрівача; Q_v – кількість теплоти для нагрівання необхідної кількості вентиляційного повітря; Q_c – втрати теплоти на теплообмін із навколишнім середовищем через конструктивні елементи кузова; Q_{inf} – кількість теплоти, необхідна для нагрівання інфільтрованого повітря, що надійшло у салон через нещільності кузова; Q_{ex} – теплові втрати на службових зупинках при виході і вході пасажирів.

Оскільки є експериментальні дані щодо теплопередачі кузова міських автобусів [2], то температурний стан їх салонів пропонується розраховувати за коефіцієнтом теплопередачі кузова автобуса.

Загальні теплові втрати кузова міського автобуса визначаємо за формулою

$$Q_{BM} = Q_{inf} + Q_{Bx} + Q_{CK}. \quad (1)$$

У цій методиці не враховується окремо теплопередача через металеву частину облицювання, підлогу і вікна автобуса. Розрахунок ведеться за загальним коефіцієнтом теплопередачі кузова [2]. Надходження і нагрівання повітря для вентиляції не враховується, оскільки повітрообмін в салоні здійснюється при відкриванні пасажирських дверей на зупинках автобуса.

Кількість тепла, необхідна для нагрівання інфільтрованого (що надійшло через нещільності кузова) повітря, визначаємо за формулою

$$Q_{inf} = \frac{cG_{inf}(T_B - T_3)(3600 - t_{3г})}{3600} \text{ ккал/год}, \quad (2)$$

де $c = 0,24$ ккал/(кг·град) – питома теплоємність повітря; G_{inf} – вагове надходження інфільтрованого повітря у салон, кг/год; $t_{3г}$ – тривалість зупинок за годину експлуатації, с.

$$G_{inf} = \rho V_{inf}, \quad (3)$$

де $\rho = 1,29$ кг/м³ – густина повітря; V_{inf} – об'ємне надходження інфільтрованого повітря у салон, м³/год, залежно від швидкості руху автобуса (рис. 1) [3].

Тривалість зупинок за одну годину експлуатації визначається за формулою

$$t_{3г} = \frac{t_3 S_{\Gamma}}{S_{зуп}}, \quad (4)$$

де t_3 – тривалість однієї зупинки, с; $S_{\Gamma} = V_e$ – шлях, пройдений автобусом за одну годину експлуатації, м; V_e – експлуатаційна швидкість руху, м/год; $S_{зуп}$ – розрахункова відстань між зупинками, м.

При розрахунках приймаємо: $t_3 = 20$ с [7]; $G_{ex} = 1,0$ кг/с; $S_e = V_e = 20$ км [7]; $S_{зуп} = 350$ м [2].

Теплові втрати у міських автобусів, що виникають на службових зупинках при виході і вході пасажирів, розраховуємо за формулою

$$Q_{Bx} = c n_{дв} G_{Bx} t_{3г} (T_B - T_3) \text{ ккал/год}, \quad (5)$$

де $n_{дв}$ – кількість дверей у автобусі; G_{ex} – надходження повітря через одні відкриті двері автобуса, кг/с; $t_{3г}$ – тривалість зупинок за одну годину експлуатації, с.

Втрати теплоти на теплообмін із навколишнім середовищем (ккал/год):

$$Q_{CK} = A K_{TK} (T_B - T_3), \quad (6)$$

де A – площа поверхні автобуса, через яку відбувається теплопередача, м²; K_{TK} – коефіцієнт теплопередачі кузова, Вт/(м²·К).

При розрахунках приймаємо експериментальне значення коефіцієнта теплопередачі кузова $K_{TK} = 3,3$ Вт/(м²·К) [2].

Загальна кількість втрат теплоти (ккал/год) при заданих значеннях T_B і T_3 буде дорівнювати:

$$\begin{aligned} Q_{BM} &= Q_{inf} + Q_{Bx} + Q_{CK} = \\ &= \frac{cG_{inf}(T_B - T_3)(3600 - t_{3г})}{3600} + \\ &+ c n_{дв} G_{Bx} t_{3г} (T_B - T_3) + A K_{TK} (T_B - T_3) = \quad (7) \\ &= c(T_B - T_3) \left[\frac{G_{inf}(3600 - t_{3г})}{3600} + n_{дв} G_{Bx} t_{3г} + \frac{A K_{TK}}{c} \right] \text{ ккал/год}. \end{aligned}$$

Як бачимо з формул (2, 5, 6 і 7) теплові втрати насамперед залежать від перепаду температур зовнішнього повітря і в салоні автобуса.

Однак, статистичні дані щодо теплопередачі кузовів міжміських (туристичних) автобусів у наявних публікаціях на даний час не виявлені. Через те температурний стан міжміських автобусів потрібно розраховувати за величиною, оберненою коефіцієнту теплопередачі кузова – термічним опором одиниці площі салону автобуса [5, 6].

Щодо повітряного і температурного режиму міжміських (туристичних) автобусів, то згідно з нормативними вимогами [4], у процесі руху в салон повинно надходити 7 м³/год на одного пасажера і 30 м³/год на робоче місце водія. Виходячи із вказаних нормативів, необхідну кількість надходження в салон свіжого повітря можна розрахувати за формулою

$$V_{\Sigma n} = 30 + 7n_{\text{пас}} \text{ м}^3/\text{год}, \quad (8)$$

де $n_{\text{пас}}$ – номінальна пасажиромісткість автобуса.

Кількість теплоти для нагрівання необхідної кількості повітря $V_{\Sigma n}$ розраховуємо за формулою [5, 6]

$$Q_V = c\rho V_{\Sigma n}(T_B - T_3) = 0,31V_{\Sigma n}(T_B - T_3). \quad (9)$$

Теплопередачу кузова необхідно визначати, виходячи із того, що сучасний міжміський чи туристичний автобус застосовано подвійними вікнами – склопакетами.

Втрати теплоти на теплообмін із навколишнім середовищем (Вт):

$$Q_c = (T_B - T_3) \sum_{i=1}^n \frac{A_i}{R_{ti}}, \quad (10)$$

де A_i – площа характерної конструктивної поверхні (металева частина кузова, вікна, фанерна підлога, лобове скло тощо), через яку відбувається теплопередача, м²; R_{ti} – термічний опір одиниці площі характерної конструктивної поверхні, К·м²/Вт, який визначають за формулами: для металевої частини кузова

$$R_{tm} = \left(\frac{1}{\alpha_c} + \frac{l_1}{\lambda_1} + \frac{l_2}{\lambda_2} + \frac{l_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_3} \right); \quad (11)$$

для площі склопакетів вікон

$$R_{tv} = \left(\frac{1}{\alpha_c} + \frac{2l_4}{\lambda_4} + \frac{l_5}{\lambda_5} + \frac{1}{\alpha_3} \right); \quad (12)$$

для площі підлоги

$$R_{tn} = \left(\frac{1}{\alpha_c} + \frac{l_6}{\lambda_6} + \frac{l_7}{\lambda_7} + \frac{1}{\alpha_3} \right), \quad (13)$$

для площі лобового скла

$$R_{tlc} = \left(\frac{1}{\alpha_c} + \frac{l_8}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_3} \right), \quad (14)$$

де α_c – коефіцієнт тепловіддачі повітря – гладка поверхня у салоні, Вт/(м²·К);

l_1, l_2, l_3 – відповідно, товщина складових пакетів стінки кузова автобуса (пластик, термоізоляція, метал), м; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – відповідно, коефіцієнти теплопровідності складових пакета стінки кузова автобуса (пластик, термоізоляція, метал), Вт/(м·К); l_4, l_5 – відповідно, товщина складових склопакета вікон (скло, повітряний проміжок); λ_4, λ_5 – відповідно, коефіцієнти теплопровідності складових склопакета вікон (скло, повітряний проміжок, скло), Вт/(м·К); l_6, l_7 – відповідно, товщина складових пакета підлоги кузова автобуса (синтетичне покриття, фанера), м; λ_6, λ_7 – відповідно, коефіцієнти теплопровідності складових пакета підлоги (синтетичне покриття, фанера), Вт/(м·К); l_8 – товщина лобового скла, м; λ_8 – коефіцієнт теплопровідності лобового скла, Вт/(м·К); α_3 – коефіцієнт тепловіддачі гладка поверхня – повітря зовні кузова автобуса, Вт/(м²·К).

Коефіцієнт тепловіддачі повітря – гладка поверхня розраховуємо за емпіричними формулами [5]:

$$\text{– для салону} \quad \alpha_c = 3,75; \quad (15)$$

$$\text{– зовні салону автобуса} \quad \alpha_3 = 5,8 + 4,1v, \quad (16)$$

де v – швидкість обтікання повітрям гладкої поверхні, м/с.

Відповідно для салону $v = 0$ і зовнішнього облицювання $v = v_a$, де v_a – швидкість руху автобуса. Також для підлоги автобуса над багажними відсіками $v = 0$ і $\alpha_3 = \alpha_c = 3,75$.

Розрахункове значення експлуатаційної швидкості руху міжміського автобуса рекомендується приймати $v_a = 72 \text{ км/год} = 20 \text{ м/с}$.

Виходячи із конструктивних особливостей кузовів сучасних міжміських і туристичних автобусів при розрахунках можна приймати [5] для: пластикових панелей внутрішнього облицювання $l_1 = 3 \text{ мм}$, $\lambda_1 = 0,17$; термоізоляції (пінопласт) $l_2 = 40 \text{ мм}$, $\lambda_2 = 0,04$; зовнішнього облицювання (сталь) $l_3 = 0,9 \text{ мм}$, $\lambda_3 = 47$; склопакети вікон; скло $l_4 = 6 \text{ мм}$, $\lambda_4 = 0,7$; повітряний проміжок $l_5 = 20 \text{ мм}$ $\lambda_5 = 0,034$; для покриття підлоги $l_6 = 6 \text{ мм}$, $\lambda_6 = 0,17$; фанера $l_7 = 20 \text{ мм}$, $\lambda_7 = 0,15$; лобове скло $l_8 = 8 \text{ мм}$.

Загальні теплові втрати кузова міжміського автобуса визначаємо за формулою

$$Q_{\text{вм}} = Q_V + Q_C \quad (17)$$

Рідинний підігрівач за теплотворною продуктивністю $Q_{\text{рп}}$ вибираємо із умови $Q_{\text{рп}} > Q_{\text{вм}}$

У табл. 1 наводимо результати розрахунку теплового стану салонів міського і міжміського автобусів великої пасажиромісткості при температурі зовнішнього повітря $T_3 = -25^\circ\text{C}$ і температурі повітря в салоні автобуса $T_6 = +15^\circ\text{C}$, тобто при перепаді температур зовнішнього повітря і в салоні автобуса $\Delta T = 40^\circ\text{C}$. Перехід із одиниць ккал/год. виконано за залежністю: ккал/год. = 1,163 Вт [6].

Для інших перепадів температур зовнішнього повітря і в салоні автобуса дані табл. 1 перераховуються за співвідношенням $Q_i = Q_m \Delta T_i / 40$, де Q_m – табличне значення теплових втрат; ΔT_i – задане значення перепаду температур.

Порівнюючи наведені у таблиці дані бачимо, що втрати тепла у салоні міжміських автобусів є значно меншими через відсутність теплових втрат на службових зупинках при виході і вході пасажирів, які становлять понад половину всіх теплових втрат.

тепла становитимуть 14,69 кВт. Близькість значень результатів вказаних розрахунків свідчить про адекватність розглянутих методик.

Висновки. 1. Запропоновано методику розрахунку температурного стану салону автобусів.

2. Втрати тепла у салоні міжміських автобусів є, порівняно із міськими автобусами, значно меншими через відсутність теплових втрат на службових зупинках при виході і вході пасажирів, які становлять понад половину всіх теплових втрат.

3. Для зменшення теплових втрат особливо значний ефект має застосування для вікон автобусів склопакетів, замість одинарних шиб.

Література:

1 Хохлаков В. Вентиляция, отопление и обеспыливание воздуха в кабинах автомобилей. М.: Машиностроение, 1987. 152 с.

2 Гнипович В. И., Жуковский С. С., Ивануш Е. М., Парфенов В. Н. Тепловоздушный режим салона городского автобуса в условиях зимней эксплуатации / Сб. трудов ВКЭИавтобуспрома. Львов, 1986. С. 102-109.

3. Жуковский С. С., Парфенов В. Н. К вопросу количественной оценки параметров воздухообмена в салоне автобуса при естественной вентиляции / Сб. трудов ВКЭИавтобуспрома. Львов, 1982. С. 102-109.

Таблиця 1

Результати розрахунку температурного стану салонів автобусів

Вид теплових втрат	Загальна втрата теплоти кузовами автобусів, кВт	
	міський	міжміський
Інфільтроване, вентиляційне повітря	2,75	4,62
Металева частина кузова	11,94	2,44
Скло вікон	*	1,2
Підлога	*	1,6
Втрати при відкриванні 3-х дверей на зупинках	26,3	–
Лобове скло	*	0,93
Разом	40,99	10,79

Примітка: * – дані враховані сумарно у графі «металева частина кузова».

Крім умов експлуатації, значно менші теплові втрати міжміських автобусів пояснюються застосуванням у будові кузова конструкційних матеріалів із кращими теплоізоляційними властивостями. Особливо значний ефект має застосування склопакетів замість одинарних шиб.

Оцінюючи наведені у таблиці результати розрахунків для обох класів автобусів треба відзначити наступне. Якщо припустити, що міжміський автобус замість склопакетів заклошено одинарними шибками, то сумарні втрати тепла становитимуть 13,05 кВт. Аналогічно припустивши для міського автобуса, не враховуючи теплових втрат при відкриванні дверей на зупинках, сумарні втрати

ляції / Сб. трудов ВКЭИавтобуспрома. Львов, 1982. С. 102-109.

4. ГОСТ Р 50993-96. Автотранспортные средства. Системы отопления, вентиляции и кондиционирования. Требования к эффективности и безопасности. М.: ИПК Издательство стандартов, 1997. 7 с.

5. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: пер. с англ. / Справочник. М.: Атомиздат, 1979. 216 с.

6. Кухлинг Х. Справочник по физике: пер с нем. М.: Мир, 1982. 520 с.

7. Немий С. В. Дослідження швидкісного режиму руху міських автобусів / Вісник Національного

університету "Львівська політехніка". Серія: "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів". 2016. № 838. С. 202-211.

8. Гнипович В. И., Возняк О. Т., Иванусь Е. М. Исследование раздачи воздуха в салонах автобусов / Сб. трудов ВКЭИавтобуспрома. Львов, 1986. С. 110-115.

9. Şaban Ünal. (2017). An Experimental Study on a Bus Air Conditioner to Determine its Conformity to Design and Comfort Conditions. Yildiz Technical University Press, pp.1089-1101.

10. Mehmet Bilgili, Ediz Cardak, Arif Emre Aktas. (2017). Thermodynamic Analysis of Bus Air Conditioner Working with Refrigerant R600a. European Mechanical Science, 1(2), pp.69-75.

References:

1 Khokhryakov V. P. Ventilyacziya, otoplenie i obespylivanie vozdukha v kabinakh avtomobilej [Ventilation, heating and dedusting of air in car cabins]. M.: Mashinostroenie, 1987. 152 s. (in Russian).

2. Gnipovich V. I., Zhukovskij S. S., Ivanus E. M., Parfenov V. N. Teplovozdushnyj rezhim salona gorodskogo avtobusa v usloviyakh zimnej ekspluataczii [The heat-air mode of salon of the city bus in the conditions of winter operation] / Sb. trudov VKEIavtobusproma. Lvov, 1986. S. 102-109. (in Russian).

3. Zhukovskij S. S., Parfenov V. N.. K voprosu kolichestvennoj ocenki parametrov vozdukhoobmena v salone avtobusa pri estestvennoj ventilyaczii [On the issue of quantitative assessment of the parameters of air exchange in the passenger compartment of the bus with natural ventilation] / Sb. trudov VKEIavtobusproma. Lvov, 1982. S. 102-109. (in Russian).

4. GOST R 50993-96. Avtotransportnye sredstva. Sistemy otopleniya, ventilyaczii i kondiczionirovaniya. Trebovaniya k effektivnosti i bezopasnosti [Motor vehicles. Heating, ventilation and air conditioning systems. Efficiency and safety requirements]. M.: IPK Izdatelstvo standartov, 1997. 7 s. (in Russian).

5. Uong Kh. Osnovnye formuly i dannye po teploobmenu dlya inzhenerov: per. s angl. / Spravochnik [Basic formulas and data on heat transfer for engineers: transl. from English. / Reference]. M.: Atomizdat, 1979. 216 s. (in Russian).

6. Kukhling Kh. Spravochnik po fizike: per s nem. [Physics Handbook: transl. from German]. M.: Mir, 1982. 520 s. (in Russian).

7. Niemyi S. V. Doslidzhennia shvydkisnoho rezhymu rukhu miskykh avtobusiv [Research of speed mode of movement of city buses] // Visnyk Natsionalnoho universytetu "Lvivska politehnika". Seriiia "Dynamika, mitsnist ta proektuvannia mashyn i prykladiv". 2016. № 838. Pp. 202-211. (in Ukraine).

8. Gnipovich V. I., Voznyak O. T., Ivanus E. M. Issledovanie razdachi vozdukha v salonakh avtobusov [Study of air distribution in bus interiors] / Sb. trudov VKEIavtobusproma. Lvov, 1986. Pp. 110-115. (in Russian).

9. Şaban Ünal. (2017). An Experimental Study on a Bus Air Conditioner to Determine its Conformity to Design and Comfort Conditions. Yildiz Technical University Press. Pp.1089-1101. (in English).

10. Mehmet Bilgili, Ediz Cardak, Arif Emre Aktas. (2017). Thermodynamic Analysis of Bus Air Conditioner Working with Refrigerant R600a. European Mechanical Science, 1(2). Pp.69-75. (in English).

* Науково-методична стаття