

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-321203>

Оригинальное исследование



Расчетный метод определения потерь тепла воздушной среды при открытии дверей салона пассажирского транспортного средства

А.В. Геворкян^{1, 2}, И.В. Прохоров^{1, 2}, Д.О. Бутарович^{1, 2}¹ Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация;² Инжиниринговый центр им. им. А.А. Липгарта «Группы ГАЗ», Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Микроклимат салона автобуса имеет большое значение как с точки зрения безопасности, так и с точки зрения комфорта. Основными параметрами микроклимата являются температура, влажность, запыленность, загазованность воздуха, воздухообмен, температура элементов поверхностей салона и тепловое излучение.

Цель. В статье приведены результаты разработки расчетного метода определения потерь тепла воздушной среды салона автобуса с использованием математической модели и экспериментального метода.

Материалы и методы. Проведена оценка влияния различных особенностей топологии интерьера и экстерьера транспортного средства на потери тепла через двери. Оценка потерь тепла осуществлялась на базе программного комплекса *ANSYS Fluent*. Конечным результатом исследования является получение характеристик тепловых потерь как функции от времени. Для верификации полученных результатов был проведен натурный эксперимент.

Результаты. Представлена совокупность числовых значений и графических характеристик, дающая представление о тепловых потерях через открытые двери салона автобуса.

Заключение. Благодаря разработанному расчетному методу определения потерь тепла воздушной среды были получены числовые значения и графические характеристики количества и интенсивности потерь тепла от времени. Полученные результаты были верифицированы путем проведения эксперимента. Настоящее исследование показало, что теоретический расчет с помощью *Ansys Fluent* и натурный эксперимент имеют расхождение из-за высоких значений постоянной времени температурных датчиков. Для получения наиболее точных результатов необходимо проводить эксперимент с промежутком времени, превышающем постоянную времени.

Ключевые слова: микроклимат автобуса; воздушная среда; модель конечных объемов; тепломассообмен; градиент температур; конвекция; *ANSYS Fluent*.

Как цитировать:

Геворкян А.В., Прохоров И.В., Бутарович Д.О. Расчетный метод определения потерь тепла воздушной среды при открытии дверей салона пассажирского транспортного средства // Известия МГТУ «МАМИ». 2023. Т. 17, № 1. С. 51–61. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-321203>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-321203>

Original study article

Calculation method for determining the heat loss of the air environment when opening the passenger vehicle cabin doors

Artem V. Gevorkyan^{1,2}, Ivan V. Prokhorov^{1,2}, Dmitry O. Butarovich^{1,2}¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation;² Lippart Engineering Center of GAZ Group, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: The microclimate in the bus cabin is of great importance in terms of both safety and comfort. The main parameters of the microclimate are temperature, humidity, dustiness and gassiness of the air, air exchange, the temperature of the elements of the interior surfaces and thermal radiation.

AIMS: The article presents the results of calculating the heat loss in the air environment of the bus cabin using a mathematical model and experimental method.

METHODS: The influence of different features of vehicle interior and exterior topology on the heat losses through the doors was estimated. The estimation of heat losses was performed using the ANSYS Fluent software package. The final result is to obtain the heat loss characteristics as a time-domain function. A field experiment was carried out to verify the obtained results.

RESULTS: A set of numerical values and graphic characteristics giving an idea of the heat losses through the open doors of the bus cabin are presented.

CONCLUSIONS: Due to the developed calculation method of determining the heat losses of the air environment, numerical values and graphical characteristics of the amount and intensity of time-dependent heat losses were obtained. The obtained results were verified experimentally. The study showed that the simulation in ANSYS Fluent and the field experiment have a discrepancy due to high values of the time constant of temperature sensors. In order to obtain the most accurate results, it is necessary to carry out the experiment with a time interval greater than the time constant.

Keywords: bus microclimate; air environment; finite-volume model; heat and mass transfer; temperature gradient; convection; ANSYS Fluent.

To cite this article:

Gevorkyan AV, Prokhorov IV, Butarovich DO. Calculation method for determining the heat loss of the air environment when opening the passenger vehicle cabin doors. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2023;17(1): 51–61. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-321203>

Received: 29.12.2022

Accepted: 01.04.2023

Published online: 13.04.2023

ВВЕДЕНИЕ

Микроклимат салона автобуса имеет большое значение как с точки зрения безопасности [1], так и с точки зрения комфорта. Основными параметрами микроклимата являются: температура, влажность, запыленность, загазованность воздуха, воздухообмен, температура элементов поверхностей салона и тепловое излучение.

Разработана математическая модель состояния воздушной массы, учитывающая ранее накопленный опыт в исследованиях микроклимата, для случаев открытия дверей промышленных и жилых помещений [2–4].

Новизна данного исследования заключается в получении характеристик, описывающих количество и интенсивность потерь тепла с учетом компоновки автобуса, влияющих на движение воздушной массы в салоне автобуса.

Целью данного исследования является получение расчетных числовых значений и графических характеристик тепловых потерь.

МЕТОДЫ ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

Моделирование воздушной среды

В качестве объекта исследования был выбран автобус ПАЗ 320405-04. Для решения поставленной задачи был выбран нестационарный метод моделирования с учетом турбулентных течений воздуха. Разработана математическая модель состояния воздушных масс с учетом расположения пассажирских сидений, рабочего места водителя и других геометрических параметров салона автобуса.

Трехмерная модель объемов воздушных масс салона автобуса и атмосферы изображена на рис. 1, *a*. Форма и размеры трехмерной модели воздушной среды салона автобуса, изображенной на рис. 1, *b*, были определены исходя из габаритов автобуса и устройства интерьера и экстерьера. Ее форма была получена вычитанием объема конструкции автобуса из общего объема воздушной среды атмосферы и салона автобуса.

Таким образом, учитывается наличие различных конструктивных элементов, которые могут существенно повлиять на движение воздуха в салоне. В качестве препятствий рассматривались стенки, ступени, пассажирские и водительские сиденья автобуса.

Ступени являются первым элементом, с которого начинается поступление воздушных масс в салон автобуса. Их расположение и высота напрямую влияют на траекторию движения воздушных масс. Стенки автобуса

является зоной, в пределах которой происходит поступление и перемешивание воздушных масс в салоне автобуса. Пассажирские и водительские сиденья занимают наибольший объем в салоне автобуса, создавая препятствия движению и перемешиванию воздушных потоков. Остальные конструктивные элементы, такие как поручни, оказывают наименьшее влияние на движение воздушных масс ввиду малости их геометрических размеров и занимаемых объемов. Вследствие чего они не учитывались в процессе моделирования.

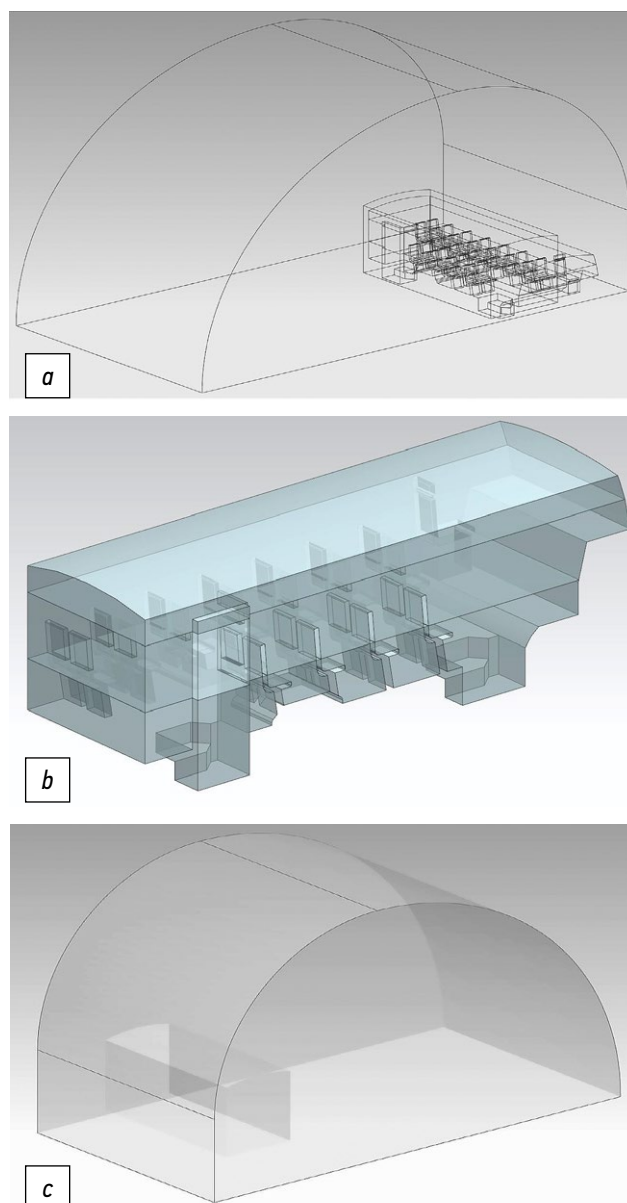


Рис. 1. Трехмерная модель объемов воздушных масс: *a* — воздушные среды салона автобуса и атмосферы; *b* — воздушная среда салона автобуса; *c* — воздушная среда атмосферы.

Fig. 1. The three-dimensional model of air mass volumes: *a* — air environment of the bus cabin and atmosphere; *b* — air environment of the bus cabin; *c* — air environment of the atmosphere.

Формы и размеры трехмерной модели внешней воздушной среды, изображенной на рис. 1, с, определены следующим образом: нижняя плоскость, имитирующая опорную поверхность, скругленные и боковые поверхности расположены от выхода салона автобуса на расстоянии в несколько раз большем ширины автобуса, для того чтобы исключить влияние граничных областей на итоговые результаты исследования.

Математическая модель газа

При выполнении расчетов принято допущение, что тепломассообмен при открытии дверей салона пассажирского транспортного средства происходит за счет конвекции. Для решения задач был выбран нестационарный метод моделирования с учетом турбулентных течений. Для расчета температуры, давления и трех составляющих вектора скорости необходимо решить систему из пяти дифференциальных уравнений [5–6]:

1. три дифференциальных уравнения движения текучей среды — уравнения Навье–Стокса;
2. дифференциальное уравнение неразрывности или сплошности среды;
3. дифференциальное уравнение переноса энергии в текучей среде — уравнение Фурье–Кирхгофа.

Вывод уравнений Навье–Стокса основан на использовании закона сохранения количества движения (импульса) для фиксированной массы m текучей среды. Уравнение, представленное в векторной форме, имеет вид:

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} = -(\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} - \frac{1}{\rho} \nabla \vec{p} + \nu \nabla^2 \vec{u} + \vec{f}, \quad (1)$$

где $\frac{\partial \vec{u}}{\partial t}$ — нестационарный член уравнения, характери-

зующий изменение импульса элементарного объема во времени и имеющий смысл локальной силы; $-(\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u}$ — конвективный член уравнения, характери-

зующий силу инерции; $-\frac{1}{\rho} \nabla \vec{p}$ — слагаемое, характери-

зующее силу давления; $\nu \nabla^2 \vec{u}$ — диффузионный член уравнения, характеризующий силу трения; $\vec{f}$ — слагаемое, характеризующее влияние, оказываемое на газ со стороны других внешних сил.

Уравнение неразрывности для сжимаемого газа в векторной форме имеет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{u}) = 0. \quad (2)$$

Плотность, температура и давление связаны законом идеального газа:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial p}{\partial t} \frac{M}{R_u T} - \frac{\partial T}{\partial t} \frac{p}{R_u T^2}, \quad (3)$$

где $\frac{\partial p}{\partial t} \frac{M}{R_u T}$ — изменения плотности, вызванные действием давления; $\frac{\partial T}{\partial t} \frac{p}{R_u T^2}$ — изменения плотности,

вызванные изменениями температуры.

В качестве модели воздушной среды использовалась модель несжимаемого идеального газа, удовлетворяющая следующим ограничениям:

1. общий объем воздуха в салоне автобуса остается постоянным;
2. перенос воздушных масс в салон автобуса осуществляется за счет действия архимедовой силы $\vec{f} = \vec{F}_z$. Остальные возможные действия внешних сил в настоящем исследовании не учитывались.

В таком случае, изменение плотности обусловлено только изменением температуры. Откуда зависимость (3) примет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\frac{\partial T}{\partial t} \frac{p}{R_u T^2}. \quad (4)$$

Подставив в уравнение неразрывности (2) зависимость (4), можно получить упрощенное уравнение:

$$\nabla \vec{u} = 0. \quad (5)$$

Принимая допущение о независимости физических свойств среды от температуры и отсутствии внутренних источников теплоты, уравнение Фурье–Кирхгофа принимает вид:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{u} \nabla T = \alpha \nabla^2 T, \quad (6)$$

где $\frac{\partial T}{\partial t}$ — изменение внутренней энергии элементар-

ного объема текучей среды во времени; $\vec{u} \nabla T$ — конвективный член уравнения энергии, учитывающий перенос теплоты за счет движения среды; $\alpha \nabla^2 T$ — диффузионный член уравнения, характеризующий процесс теплопроводности.

Уравнения (1), (5), (6) используются в программном комплексе *Ansys Fluent* для расчета методом конечных объемов (МКО).

К-ε модель турбулентности

В программном комплексе *Ansys Fluent* уравнения стандартной k -ε модели применяются в модернизированном виде:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k; \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - \rho \varepsilon - G_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon; \end{cases} \quad (7)$$

где $\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)$, $\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon)$ — скорости изменения кинетической и диссипативной энергий, соответственно; $\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{u}_i)$,

$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon \bar{u}_i)$ — адвекция (перенос) кинетической и диссипативной энергий, соответственно; $\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$,

$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]$ — диффузия кинетической и диссипативной энергий, соответственно; $G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k$,

$G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - \rho \varepsilon - G_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon$ — кинетическая и диссипативная энергии внешних источников и потоков,

соответственно.

Первое уравнение системы (4) — уравнение кинетической энергии турбулентности, второе (5) — уравнение диссипации [6]. В k -ε модели турбулентности записываются два дополнительных уравнения для расчета кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации кинетической энергии ε . Для расчета скорости у стенки используются пристеночные функции.

Модель обладает быстрой сходимостью и относительно низкими требованиями к объему памяти, хорошо подходит для решения задач внешнего и внутреннего обтекания тел сложной геометрической формы. Она не очень точна при моделировании течений с положительным градиентом давления, струйных течений и течений в области с сильно искривленной геометрией.

Остальные модели турбулентности, такие как k -ω модель, низкорейнольдсовая k -ε модель, SST-модель и т.д., отличаются более высокой степенью нелинейности по сравнению со стандартной k -ε моделью, и поэтому зачастую в расчетах на основе этих моделей бывает трудно добиться сходимости, если только не воспользоваться хорошим начальным приближением. Результаты расчета, полученные с помощью стандартной k -ε модели, могут послужить таким начальным приближением.

Конечно-объемная сетка

Создание конечно-объемной сетки является неотъемлемым этапом при расчете численными методами интегрирования систем дифференциальных уравнений. Параметры разбиения расчетной области на конечные объемы существенным образом влияют на сходимость решения и точность полученных результатов.

Полиэдрическая сетка трехмерной модели воздушных масс, изображенная на рис. 2 а, была сгенерирована в программе *Fluent Meshing*.

Выбранная сетка объединяет преимущества гексаэдрической и тетраэдрических сеток [8–9], обеспечивая наименьшее количество ячеек, что уменьшает время расчета. Наибольшее количество граней полиэдров позволяет вычислять градиенты с высокой точностью и уменьшить ошибки вычисления, вызванные диффузией потоков. Ячейка полиэдрической сетки наименее чувствительна к растяжению, и поэтому обеспечивает улучшенную численную стабильность модели.

На рис. 2 б и с можно увидеть области сгущения пристеночных слоев полиэдрической сетки. Причины возникновения таких участков являются зазоры между:

- пассажирскими сиденьями и стенками салона автобуса;

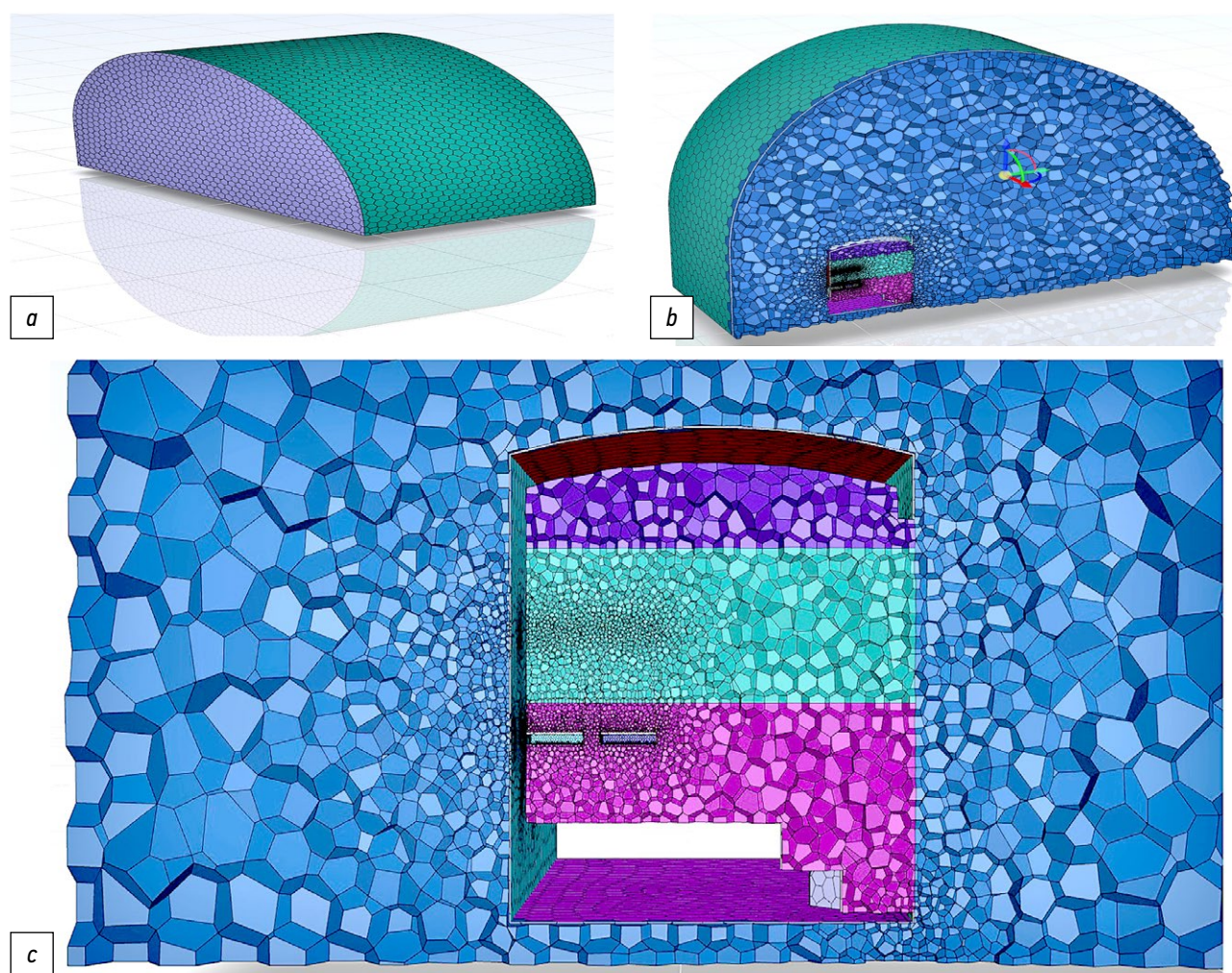


Рис. 2. Полиэдрическая сетка: *a* — изометрическая модель полиэдрической сетки; *b* — разрез полиэдрической сетки; *c* — разрез полиэдрической сетки в увеличенном масштабе.

Fig. 2. The polyhedral mesh: *a* — an isometric model of the polyhedral mesh; *b* — a section of the polyhedral mesh; *c* — the section of a polyhedral mesh on an enlarged scale.

- пассажирскими сиденьями;
- пассажирскими сиденьями и полом.

Наличие таких зазоров приводит к увеличению числа полиэдров и времени расчета, однако их исключение из геометрии приводит к существенным изменениям общей картины токов воздуха.

Граничные и начальные условия

В данном исследовании было реализовано три вида граничных условий: «внутренняя граница», «выходное давление» и «стенка».

Граничное условие (ГУ) «внутренняя граница» было реализовано на плоскостях, разделяющих воздушное пространство салона автобуса и атмосферы на несколько зон, созданных на стадии проектирования трехмерной модели. Деление воздушного пространства на несколько зон проводилось с целью учета неравномерности распределения температур по высоте в начальный момент времени в салоне автобуса.

Второе ГУ «выходное давление» было использовано для реализации атмосферного давления на граничных поверхностях воздушного пространства, т. к. не был известен расход воздуха через них.

Третье ГУ «стенка» обеспечило условие прилипания и проникновения потоков согласно закону вязкости Ньютона, т. е. равенству нулю касательных и нормальных скоростей на границе стенки.

В качестве начальных условий (НУ) выступает начальная температура воздушных масс. Значения температуры нижней, средней и верхней зон, полученные из натурного эксперимента, — 18 °С, 24 °С и 26 °С, соответственно.

Натурный эксперимент

Для подтверждения результатов теоретических расчетов был проведен натурный эксперимент, в ходе которого измерялась температура воздушных масс в зоне открытой двери.

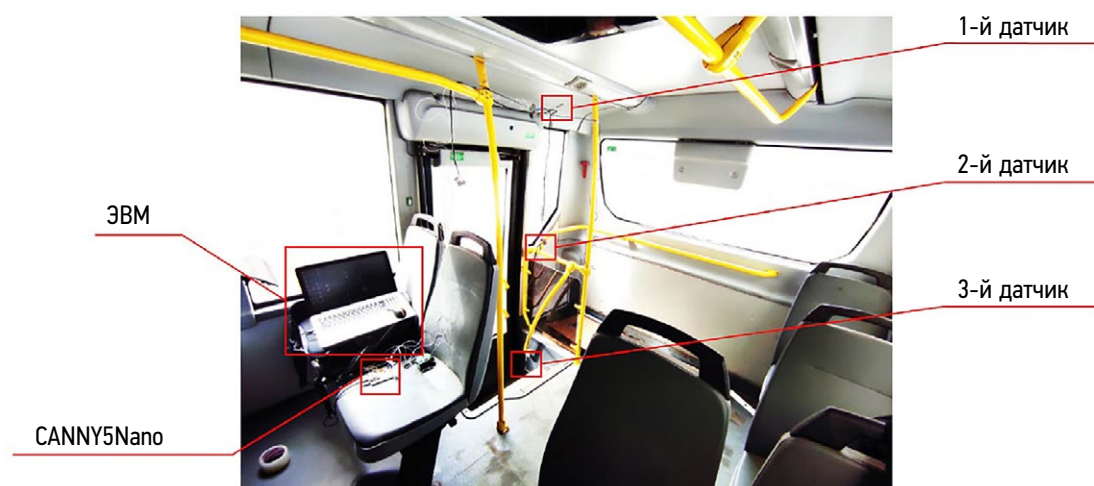


Рис. 3. Экспериментальная установка.

Fig. 3. The experimental unit.

В состав эксперимента вошли следующие устройства, изображенные на рис. 3:

1. цифровые датчики температуры 1-wireDS18B20;
2. контроллер CANNY5Nano;
3. электронно-вычислительная машина (ЭВМ);
4. автобус ПАЗ 320405-04.

Три датчика температуры были установлены в зоне посадки салона автобуса задней двери на разных высотах: потолка — 1780 мм, пассажирских сидений — 1150 мм и пола — 130 мм, как показано на рис. 4.

Датчики были подключены к контроллеру, который считывал температуру с периодичностью три секунды. Таким образом, в процессе эксперимента были получены данные в определенных точках в течение времени.

Эксперимент проводился 6 раз. Предварительно салон автобуса прогревался. Результаты всех 6 замеров температур на высотах потолка, пассажирских сидений и пола представлены на рис. 5, 6 и 7, соответственно.

На рис. 5 значения температур понизились в пределах от 0 до 1 градуса. На уровне высоты потолка салона автобуса сосредотачиваются воздушные потоки, у которых наименьшая масса и наибольшая температура.

На рис. 6 значения температур падали от 1 до 4 градусов. На уровне высоты пассажирских сидений характерно активное перемешивание воздушных потоков вследствие наличия вихрей, возникающих из-за конвекции.

На рис. 7 наблюдается падение значений температур от 4 до 6 градусов. Первые три результата эксперимента имеют завышенные значения температур из-за включенного обогревателя во время открытия дверей салона автобуса.

Для получения характеристики тепловой инерционности датчика был проведен эксперимент, в ходе которого была определена постоянная времени. Экспериментальная установка изображена на рис. 8. Датчик, изображенный

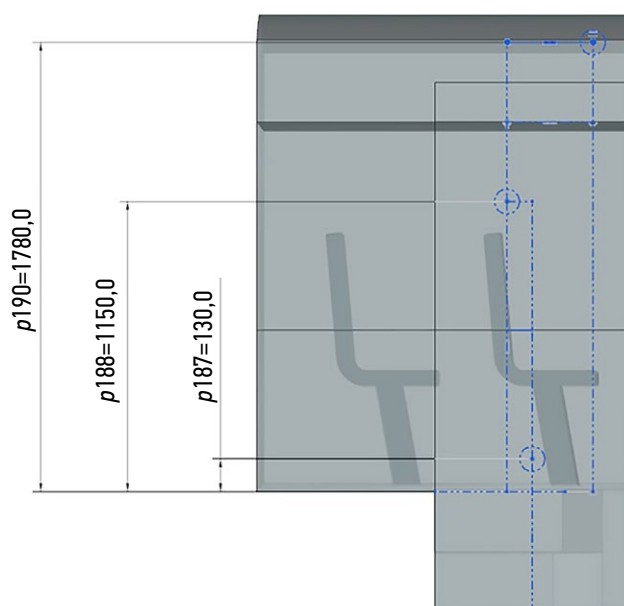


Рис. 4. Расположение температурных датчиков.

Fig. 4. Location of temperature sensors.

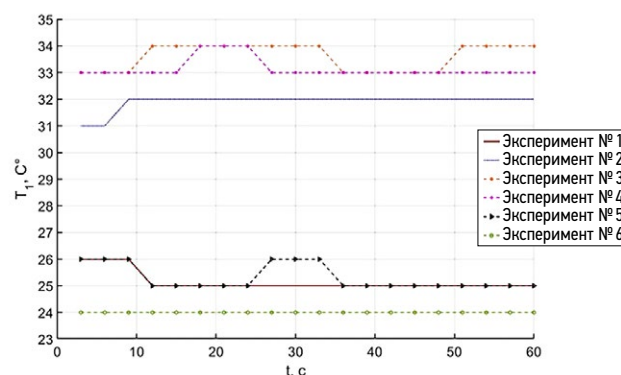


Рис. 5. Результаты всех 6-ти измерений температуры датчиком на уровне высоты потолка.

Fig. 5. Results of all 6 temperature measurements made by the sensor at ceiling height.

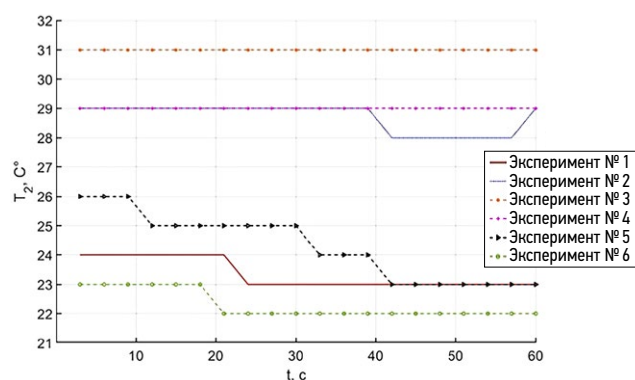


Рис. 6. Результаты всех 6-ти измерений температуры датчиком на уровне высоты пассажирских сидений.

Fig. 6. Results of all 6 temperature measurements made by the sensor at the height of the passenger seats.

на рис. 8 а, был помещен в термокамеру, изображенную на рис. 8 б. Отверстие, через которое устанавливался датчик, было загерметизировано для предотвращения тепловых потерь. Термокамера нагревалась до 70 °С. После достижения необходимой температуры датчик был демонтирован из термокамеры и помещен в среду с комнатной температурой, как показано на рис. 8 с. В результате, было зафиксировано плавное понижение значений датчика температуры в течение 20 минут до 24 °С.

Характеристика времени переходного процесса, изображена на рис. 9. 63% от разницы между начальной и конечной температур составляет 28,98 °С, что было рассчитано по формуле:

$$\Delta T_{63\%} = (T_{\text{нач}} - T_{\text{кон}}) \cdot 0,63 = 28,98^{\circ}\text{C}, \quad (8)$$

где $T_{\text{нач}}$ — начальное значение температуры; $T_{\text{кон}}$ — конечное значение температуры; $\Delta T_{63\%}$ — 63% от разницы между начальной и конечной температур.

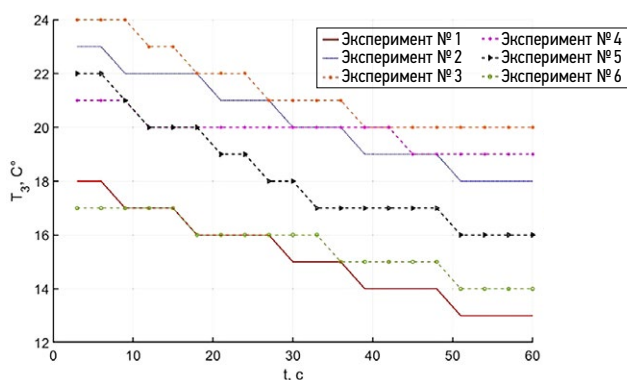


Рис. 7. Результаты всех 6-ти измерений температуры датчиком на уровне пола.

Fig. 7. Results of all 6 temperature measurements made by the sensor at floor level.

Значение температуры, при которой определяется постоянная времени:

$$T_{63\%} = T_{\text{нач}} - \Delta T_{63\%} = 41,02^{\circ}\text{C}. \quad (9)$$

В таком случае постоянная времени будет равна $\tau = 160$ с как показано на рис. 9.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Временной диапазон исследования процесса теплообмена при открытых дверях составлял 60 сек. Конечным результатом являлось получение характеристик тепловых потерь как функции времени.

Графики зависимости температур от времени представлены на рис. 10. В течение 60 сек. температура в верхней точке салона автобуса упала на 2 градуса.



Рис. 8. Экспериментальная установка для определения тепловой постоянной времени: а — датчик температуры и ЭВМ; б — термокамера; с — датчик температуры после нагрева.

Fig. 8. The experimental facility for determining the thermal time constant: а — a temperature sensor and a computer; б — a thermal chamber; с — the temperature sensor after heating.

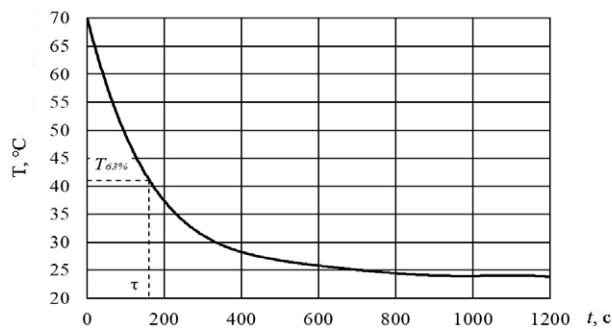


Рис. 9. Временная характеристика переходного процесса.
Fig. 9. Time-domain characteristic of the transient process.

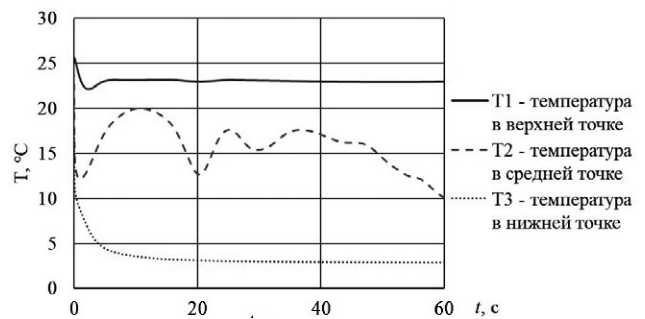


Рис. 10. График температуры от времени.
Fig. 10. Time-domain graph of temperature.

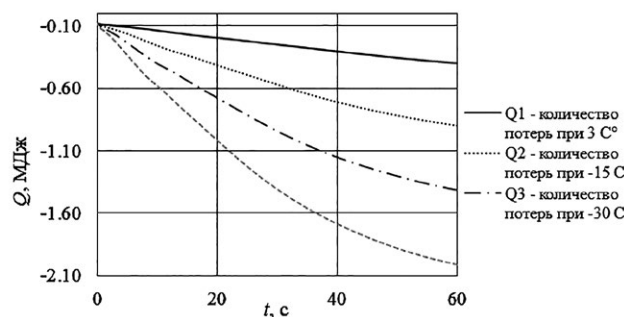


Рис. 11. Количества тепла от времени при температурах.
Fig. 11. Time-dependent amounts of heat at different temperatures.

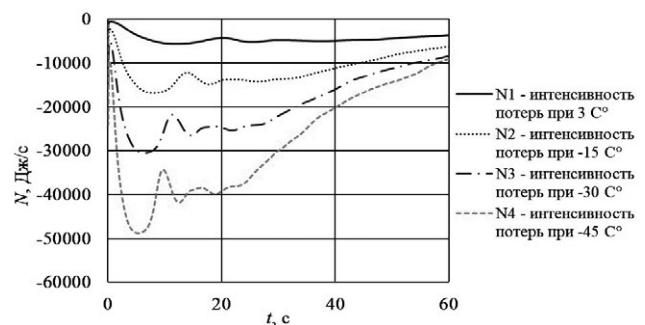


Рис. 12. Интенсивность потерь тепла при различных температурах окружающей среды.
Fig. 12. Heat loss intensity at different ambient temperatures.

В районе пассажирских сидений температура заметно колеблется вследствие перемешивания воздушных потоков. Температура в районе пола резко падает до трех градусов.

Графики зависимости количества и интенсивности потерь тепла от времени, изображенные на рис. 10 и 11, были получены после сравнения теоретических и экспериментальных значений температур.

График, представленный на рис. 10, отражает количественный характер потерь тепла, и показывает, что чем ниже температура атмосферы, тем больше тепловых потерь.

График на рис. 12 отражает качественный характер потерь тепла. В течение некоторого времени потери в течение n-го количество секунд начинают нарастать, но через какой-то промежуток времени снижаются вследствие наличия перемешивания потоков, выхода части горячего воздуха на улицу.

Были получены диаграммы температур в продольной и поперечной плоскостях, изображенные на рис. 13 а и б, соответственно. На рис. 13, а показано как остатки горячего воздуха сосредоточены в районе крыши автобуса. Во время конвективного теплообмена холодный воздух замещает горячий, при этом общая плотность

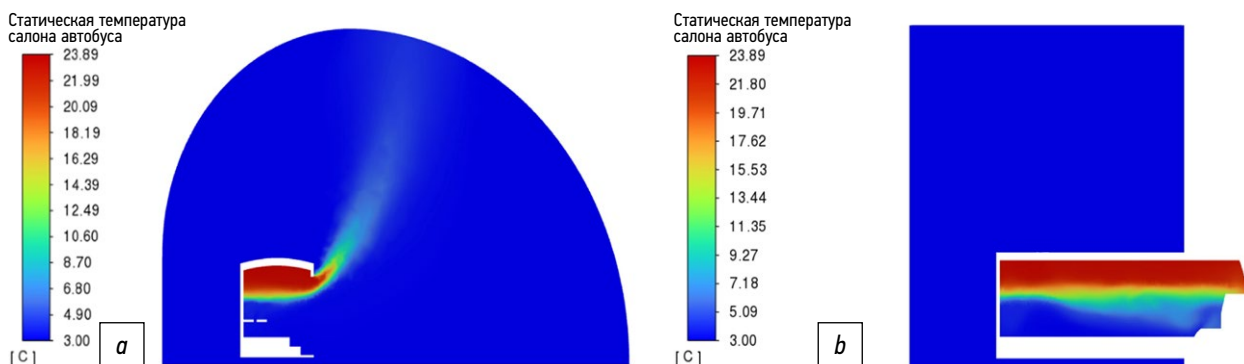


Рис. 13. Контур температур салона автобуса при температуре окружающей среды +3°C: а — в поперечном направлении; б — в продольном направлении.
Fig. 13. Temperature contour of the bus cabin at the ambient temperature of +3°C: а — at a transverse direction; б — at a longitudinal direction.

воздуха салона автобуса не изменяется. На рис. 13 *b* большая часть горячего воздуха сосредоточена на верхнем и нижних частях салона автобуса в районе рабочего места водителя, что соответствует действительности, т. к. открыта только одна дверь в задней части автобуса.

АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Теоретические результаты сравнивались с 1-м замером. В верхней и средней точках результаты сопоставимы, однако в нижней точке результаты значительно расходятся. В ходе эксперимента температура в нижней точке падает с 18 °C до 13 °C, в теоретических расчетах — падает до 3 °C. Причины расхождения результатов заключаются в следующем:

1. Во время проведения эксперимента на скорость и погрешность измерений датчика влияла тепловая инерция, характеризующаяся постоянной времени [10].
2. Используя результаты исследования тепловой характеристики датчика температуры, можно сделать вывод, что для датчика расположенному в зоне пола автобуса, зафиксировать температуру, упавшую с 18 °C до 3 °C, необходимо не менее 160 сек. Ранее было отмечено, что двери салона автобуса были открыты 60 сек. Теоретические и экспериментальные результаты имеют расхождения из-за технических погрешностей, однако, динамика изменения температур сопоставима.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Благодаря разработанному расчетному методу определения потерь тепла воздушной среды были получены числовые значения и графические характеристики количества и интенсивности потерь тепла от времени. Полученные результаты были верифицированы путем проведения эксперимента. Исследование показало, что теоретический расчет в *Ansys Fluent* и натурный эксперимент имеют расхождение из-за высоких значений

постоянной времени температурных датчиков. Для получения наиболее точных результатов необходимо проводить эксперимент с промежутком времени, превышающим теоретически рассчитанную постоянную времени.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. А.В. Геворкян — разработка математической модели воздушной среды салона автобуса и атмосферы, написание текста рукописи; И.В. Прохоров — разработка расчетного и экспериментального метода определения потерь тепла; Д.О. Бутарович — редактирование текста рукописи, экспертная оценка, утверждение финальной версии. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов.

Источники финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. A.V. Gevorkian — development of the mathematical model of the air environment of the bus cabin and atmosphere, writing the text of the manuscript; I.V. Prokhorov — development of the experimental method for determining heat losses; D.O. Butarovich — editing the text of the manuscript, expert review, approval of the final version. All authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work, final approval of the version to be published and agree to be accountable for all aspects of the work.

Competing of interests. The authors declare the absence of obvious and potential conflicts of interest.

Funding source. The authors declare that there is no external funding for the study.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Maxwell P., Durrani F., Eftekhari M. Investigating Heat Loss through Vestibule Doors for a Non-Residential Building // *Sustainability in Environment*. 2016. Vol. 1, N 1. P. 26–29. doi: 10.22158/se.v1n1p25
2. Aksoy M.H., Yagmur S., Dogan S. CFD modelling of industrial air curtains with heating unit // *EPJ Web of Conferences*. 2019. Vol. 213, N 5. P. 2–5. doi: 10.1051/epjconf/201921302001
3. Qi D., Goubran S., Wang L.(L.), Zmeureanu R. Parametric study of air curtain door aerodynamics performance based on experiments and numerical simulations // *Building and Environment*. 2018. Vol. 129. P. 65–73. doi: 10.1016/j.buildenv.2017.12.005
4. Харитонов В.П. Фундаментальные уравнения механики жидкости и газа. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012.
5. Бухмиров В.В. Тепломассообмен: уч. пособие. Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», 2014.
6. Коркодинов Я.А. Обзор семейства k-ε моделей для моделирования турбулентности // *Вестник*

ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение. 2013. № 2. С. 5–16.

7. Sosnowski M., Krzywanski J., Grabowska K., et al. Polyhedral meshing as an innovative approach to computational domain discretization of a cyclone in a fluidized bed CLC unit // *EPJ Web of Conferences*. 2017. Vol. 14, N 2. doi: 10.1051/ 71401027

8. Sosnowski M., Krzywanski J., Grabowska K., et al. Polyhedral meshing in numerical analysis of conjugate heat

transfer // *EPJ Web of Conferences*. 2018. Vol. 180, N 6. doi: 10.1051/epjconf/201818002096

9. Разина А.П. Тепловая инерция датчиков температуры // Отраслевой научно-технический журнал «ИСУП». 2020. № 2(86). Дата обращения: 31.10.2022. Режим доступа: <https://isup.ru/articles/16/15436/>

REFERENCES

1. Maxwell P, Durrani F, Eftekhari M. Investigating Heat Loss through Vestibule Doors for a Non-Residential Building. *Sustainability in Environment*. 2016;1(1):26–29. doi: 10.22158/se.v1n1p25

2. Aksoy MH, Yagmur S, Dogan S. CFD modelling of industrial air curtains with heating unit. *EPJ Web of Conferences*. 2019;213(5):2–5. doi: 10.1051/epjconf/201921302001

3. Qi D, Goubran S, Wang L(L), Zmeureanu R. Parametric study of air curtain door aerodynamics performance based on experiments and numerical simulations. *Building and Environment*. 2018;129:65–73. doi: 10.1016/j.buildenv.2017.12.005

4. Kharitonov V.P. Fundamental equations of fluid and gas mechanics. Moscow: MG TU im NE Bauman; 2012. (in Russ).

5. Bukhmirov V.V. Heat and Mass Exchange: Textbook. Ivanovo: FGBOUVPO «Ivanovskiy gosudarstvennyy energeticheskiy universitet imeni V.I. Lenina»; 2014. (in Russ).

6. Korkodinov YA. The review of set of $k-\epsilon$ models for modeling turbulence. *Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science*, 2013;2:5–16. (in Russ).

7. Sosnowski M, Krzywanski J, Grabowska K, et al. Polyhedral meshing as an innovative approach to computational domain discretization of a cyclone in a fluidized bed CLC unit. *EPJ Web of Conferences*. 2017;14(2). doi: 10.1051/ 71401027

8. Sosnowski M, Krzywanski J, Grabowska K, et al. Polyhedral meshing in numerical analysis of conjugate heat transfer. *EPJ Web of Conferences*. 2018;180(6). doi: 10.1051/epjconf/201818002096

9. Razina AP. Thermal inertia of temperature sensors. *Otraslevoy nauchno-tekhnicheskij zhurnal «ISUP»*. 2020;2(86). (in Russ). Accessed: 31.10.2022. Available from: <https://isup.ru/articles/16/15436/>

ОБ АВТОРАХ

* **Геворкян Артем Ваникович**,

студент кафедры «Колесные машины»,
лаборант;

адрес: Российская Федерация, 105005, Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9872-7931>;

e-mail: gav17m547@student.bmstu.ru

Прохоров Иван Владимирович,

старший преподаватель кафедры «Колесные машины»,
техник;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8843-4468>;

eLibrary SPIN: 8611-4198;

e-mail: prokhoroviv@yandex.ru

Бутарович Дмитрий Олегович,

канд. техн. наук,

доцент кафедры «Колесные машины»,
генеральный директор;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4539-0463>;

eLibrary SPIN: 2250-1713;

e-mail: buta73@bmstu.ru

* Автор, ответственный за переписку

AUTHORS' INFO

* **Artem V. Gevorkian**,

Student of the Wheeled Vehicles Department,
Laboratory Assistant;

address: 5 2nd Baumanskaya street, Moscow 105005,
Russian Federation;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9872-7931>;

e-mail: gav17m547@student.bmstu.ru

Ivan V. Prokhorov,

Senior Lecturer of the Wheeled Vehicles Department,
Technician;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8843-4468>;

eLibrary SPIN: 8611-4198;

e-mail: prokhoroviv@yandex.ru

Dmitry O. Butarovich,

Cand. Sci. (Tech.),

Associate Professor of the Wheeled Vehicles Department,
Chief Executive Officer;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4539-0463>;

eLibrary SPIN: 2250-1713;

e-mail: buta73@bmstu.ru

* Corresponding author