

# Исследование процессов теплопереноса в конструкциях грузового автомобиля

Е. В. БУЗИН, д-р физ.-мат. наук, проф. Л. П. БУЛАТ

Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий  
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

*The paper presents results of an experimental investigation of heat gains from MAZ-5432 lorry engine, as well as design data on heat infiltrations into the driver's cab from external sources. The aim of the study is to determine refrigerating capacity of a cab air-conditioner needed for the lorry run in the region with reasonably cold climate in Russia.*

**Key words:** heat gains in driver's cab from: engine, driver, sun radiation.

**Ключевые слова:** теплопритоки к кабине автомобиля: от двигателя, от водителя, от солнечной радиации.

Работа водителя грузовика требует максимальной концентрации внимания и полной отдачи сил во время движения. Значительная доля аварий, произошедших по вине водителей, связана с отсутствием элементарного теплового комфорта в салоне машины при длительном пребывании человека за рулем.

Традиционные климатические установки, штатно устанавливаемые на грузовые автомобили, представляют собой замкнутые герметичные системы, в которых принудительная циркуляция хладагента обеспечивает отвод тепла.

Термоэлектрическая система кондиционирования — иная технология охлаждения воздуха в салоне автомобиля. В [1] нами уже были показаны преимущества использования термоэлектрических охлаждающих устройств для создания локального микроклимата. К сожалению, термоэлектрические охладители пока не способны конкурировать с парокомпрессионными в области высокой производительности [2]. При этом мощности традиционных установок лежат в области от 4–5 (малые грузовики) до 8–10 кВт (трейлеры). Такие значения холодопроизводительности являются стандартными для большинства автокондиционеров и подходят для регионов с жарким климатом. Оптимизация же расчетов теплопередач в конструкциях автомобиля позволила бы снизить требуемую величину производительности кондиционера, особенно для условий российских регионов с нежарким климатом.

## Экспериментальная часть

Целью измерений явилась оценка теплопроводимости кабины автомобиля МАЗ-5432 и теплопритока в кабину от двигателя при работе на холостом ходу. Некоторые результаты подобных измерений изложены в [3, 4].

Измерение теплопроводимости кабины было проведено в два этапа:

1. На первом этапе подвод тепловой мощности в кабину производился с помощью одного тепловентилятора (ТЭВ) мощностью  $(1220 \pm 10)$  Вт (режим 1), установленного в центре кабины. Температура внутри кабины измерялась на разных уровнях над полом (рис. 1), одновременно контролировалась температура наружного воздуха и крыши кабины.

Теплопроводимость кабины определялась после установления практически стационарного режима по соотношению

$$KF = \frac{W_{\text{эл}}}{T_1 - T_2}, \quad (1)$$

где  $K$  — коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$F$  — площадь теплопередающей поверхности кабины,  $\text{м}^2$ ;

$W_{\text{эл}}$  — электрическая мощность тепловентилятора, Вт;

$T_1$  — средняя температура кабины, К;

$T_2$  — температура окружающей среды, К.

Измерения первого этапа выявили большой градиент температуры внутри кабины. Поэтому в дальнейшем схема подачи дозированного количества тепла была изменена с тем, чтобы выровнять температуру воздуха внутри кабины.

2. На втором этапе подвод тепловой мощности в кабину осуществлялся от двух ТЭВ с суммарной мощностью  $631 \times 2 = 1262$  Вт, установленных на полу под сиденьями и направленных горизонтально вперед. При таком размещении ТЭВ максимальная разница температур в различных зонах кабины не превышала 2,5 град. Таким образом, влияние положения датчиков на результаты определения  $T_1$  по всем четырем приборам было исключено.

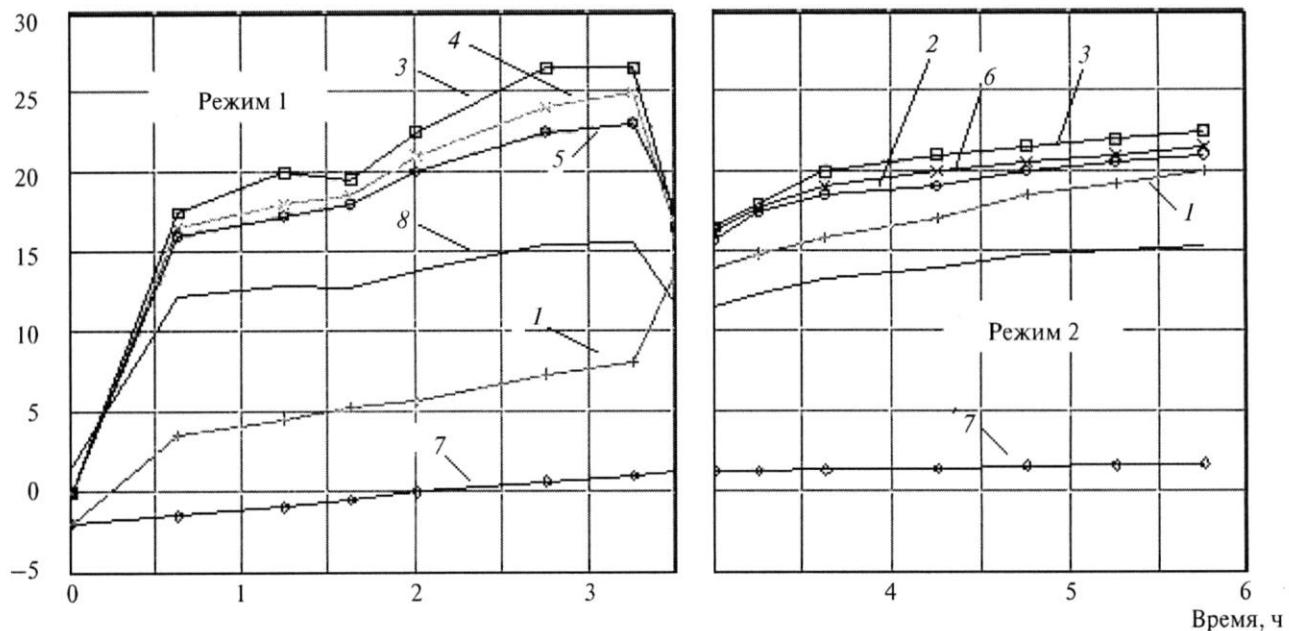


Рис. 1. К измерениям теплопроводности кабины МАЗ-5432:

1 — у ног водителя; 2 — у ног пассажира; 3 — под потолком кабины; 4 — на уровне груди пассажира;  
5 — над верхним спальным местом; 6 — над нижним спальным местом; 7 — температура окружающей среды

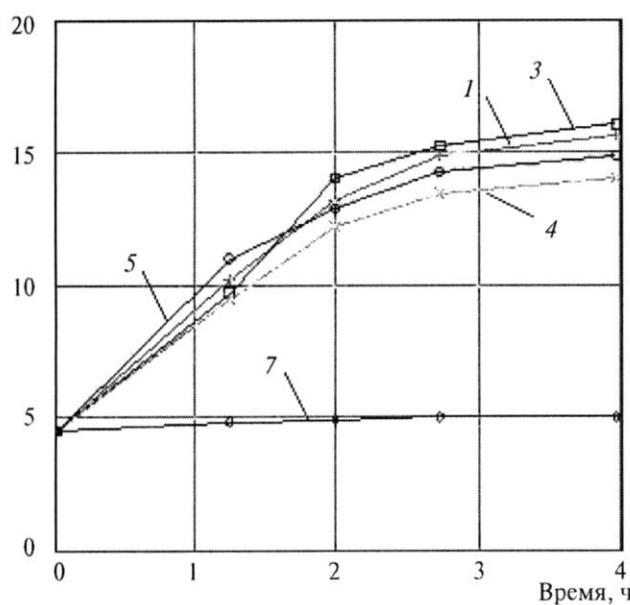


Рис. 2. К измерениям теплопритоков от двигателя

Измерения теплопроводности кабины проводились при заглушенном двигателе и выключенном вентиляторе автомобиля. Погодные условия: пасмурно, порывистый ветер 2–12 м/с, в конце измерений по режиму 2 — слабый дождь, наружная температура монотонно повышалась от минус 1,5 до плюс 2 °С.

#### Измерения теплопритоков от двигателя

Для измерения теплопритоков от двигателя, работающего на холостом ходу (600 об/мин), определяли установившееся превышение температуры в кабине над температурой окружающей среды. Тогда тепловыделения

$$Q_{\text{дв}} = KF(T_1 - T_2) - W_{\text{вент}}, \quad (2)$$

где  $T_1$  — средняя температура в кабине автомобиля, К;

$T_2$  — средняя температура окружающей среды, К;

$$W_{\text{вент}} = 42 \text{ Вт}.$$

Измерения начинались с состояния предварительно выхоложенной кабины до достижения состояния, близкого к стационарному. Погодные условия: пасмурно, безветрие, влажность около 100 %, в конце измерений — слабый дождь, наружная температура от плюс 4,5 до плюс 5,0 °С.

Результаты измерений отображены на рис. 2.

Режимы 1 и 2 удовлетворительно согласуются друг с другом и дают значение теплопроводности кабины  $KF = (63 \pm 3) \text{ Вт/К}$ . Откуда, при известной  $F$ , ориентировочное значение  $K = 3,02 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$ .

Определен теплоприток в кабину стоящего автомобиля от двигателя внутреннего сгорания, работающего на холостом ходу,  $Q_{\text{дв}} = 556 \text{ Вт}$ . Очевидно, что это максимально возможная его величина. Во время движения при обдуве и более высоком КПД двигателя величина  $Q_{\text{дв}}$  может быть ниже.

## Расчетная часть

Полученные выше значения  $Q_{\text{дв}}$  и  $KF$  можно использовать для оценок теплопритоков в кабину автомобиля с учетом того, что полный теплоприток должен включать теплопоступления от солнечной радиации и вследствие теплопередачи, а также от находящихся в кабине водителя и пассажиров.

Расчеты проведены для теплого периода года в климатических условиях, соответствующих Ленинградской области [5].

1. Расчет теплопоступлений за счет солнечной радиации через остекленную поверхность кузова.

Количество теплоты, поступающей в кабину автомобиля в каждый час расчетных суток через заполнение светового проема площадью  $F_{\text{ост}}$  [1],

$$Q = (q_{\text{n.p}} + q_{\text{p.t}})F_{\text{ост}}. \quad (3)$$

Теплопоступления от солнечной радиации, Вт/м<sup>2</sup>, для вертикального заполнения световых проемов

$$q_{\text{n.p}} = (q_{\text{n}}K_{\text{инс}} + q_{\text{p}}K_{\text{обл}})K_{\text{отн}}\tau_2, \quad (4)$$

где  $q_{\text{n}}$ ,  $q_{\text{p}}$  — количество теплоты прямой и рассеянной солнечной радиации, поступающей в кабину автомобиля в каждый час расчетных суток через остекление, принимается по [5];

$K_{\text{инс}}$  — коэффициент инсоляции, зависящий от геометрических размеров элементов затенения;

$K_{\text{обл}}$  — коэффициент облучения, зависящий от угла наклона элементов затенения (в расчете принято  $K_{\text{инс}} = 1$ ,  $K_{\text{обл}} = 1$ );

$K_{\text{отн}}$  — коэффициент проникания солнечной радиации через заполнение светового проема;

$\tau_2$  — коэффициент, учитывающий влияние конструкции уплотнителей стекол, принимается по [5].

Теплопоступления, обусловленные теплопередачей, Вт/м<sup>2</sup>,

$$q_{\text{p.t}} = \frac{t_{\text{n. усл}} - t_{\text{в}}}{R}, \quad (5)$$

где  $t_{\text{n. усл}}$  — условная температура окружающей среды, °С,

$$t_{\text{n. усл}} = t_{\text{n.ср}} + 0,5A_{t_{\text{n}}}\beta_2 + (SK_{\text{инс}} + DK_{\text{обл}})\rho \frac{\tau_2}{\alpha_{\text{n}}}, \quad (6)$$

здесь  $t_{\text{n.ср}}$  — средняя температура наиболее жарких суток, принимаемая для кондиционирования [5];

$A_{t_{\text{n}}} = 9,8$  °С — суточная амплитуда температуры наружного воздуха [5];

$\beta_2$  — коэффициент, учитывающий гармоническое изменение температуры наружного воздуха (определяется для каждого часа суток [5]);

$S$ ,  $D$  — количество теплоты прямой и рассеянной радиации, поступающей в каждый час расчетных суток на вертикальную или горизонтальную поверхность [5];

$\rho$  — приведенный коэффициент поглощения солнечной радиации [5];

$\alpha_{\text{n}}$  — коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждения, Вт/(м<sup>2</sup> · °С), зависящий от скорости ветра  $V$ :

— для вертикальных поверхностей

$$\alpha_{\text{n}}^{\text{v}} = 5,8 + 11,6\sqrt{V}; \quad (7)$$

$$\alpha_{\text{n}}^{\text{v}} = 25,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C});$$

— для горизонтальных поверхностей

$$\alpha_{\text{n}}^{\text{r}} = 8,7 + 2,6\sqrt{V}; \quad (8)$$

$$\alpha_{\text{n}}^{\text{r}} = 28,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C}),$$

$t_{\text{в}} = 21$  °С — комфортная температура воздуха в салоне автомобиля [5];

$R$  — сопротивление теплопередаче заполнения светового проема, м<sup>2</sup> · °С/Вт (для одинарного стекла толщиной 4–6 мм без солнцезащитного устройства  $R = 0,17$ ).

Результаты расчетов теплопоступлений от солнечной радиации в салон через остекление автомобиля приведены в табл. 1. Учтена ориентация по сторонам света. Результаты усреднены при допущении, что большую часть рабочего времени суток автомобиль находится в движении, при этом все его части оказываются обращенными во все стороны света приблизительно равной продолжительности по времени.

2. Расчет теплопоступлений за счет солнечной радиации через металлическую поверхность кузова.

Количество теплоты, поступающее в салон через наружное покрытие автомобиля площадью  $F_{\text{мет}}$  [1],

Таблица 1

Параметр	Численное значение параметра в часы расчетных суток						
	8–9	9–10	10–11	11–12	12–13	13–14	14–15
$Q_{\text{ост}}$ , Вт/м <sup>2</sup>	221	221	201	191	197	222	246
Итого через остекление, Вт	544	544	495	470	485	546	605

$$Q_{\text{мет}} = (q_{1\text{cp}} + \Delta q_1) F_{\text{мет}}, \quad (9)$$

где тепловой поток через металлическое покрытие

$$\begin{aligned} q_{1\text{cp}} + \Delta q_1 = K & \left( t_{\text{н.cp}} + \frac{\rho q_{\text{cp}}}{\alpha_{\text{н}}} - t_{\text{в}} \right) + \\ & + \frac{\alpha_{\text{в}} \beta_{II}}{\nu} \left( 0,5 A_{t_{\text{н}}} \beta_2 + \frac{\rho A_q}{\alpha_{\text{н}}} \right), \end{aligned} \quad (10)$$

здесь  $q_{1\text{cp}}$  — среднее за сутки количество поступающей теплоты,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;

$\Delta q_1$  — изменяющаяся в течение суток часть теплопоступлений,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;

$K$  — коэффициент теплопередачи материала кузова (определен экспериментально),  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$\rho = 0,6$  — коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью кузова (сталь, окрашенная красками светлых тонов [5]);

$q_{\text{cp}}$  — среднее суточное количество теплоты суммарной (прямой и рассеянной) солнечной радиации, поступающей на поверхность покрытия кузова,  $\text{Вт}/\text{м}^2$  [5];

$\beta_{II} = 0,6$  — коэффициент, учитывающий наличие воздушной прослойки в покрытии;

$A_q$  — количество теплоты, равное разности суммарной солнечной радиации в каждый час (с учетом периода запаздывания температурных колебаний) и средней за сутки суммарной солнечной радиации,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ :

$$A_q = (S + D) - q_{\text{cp}}. \quad (11)$$

Коэффициент затухания  $\nu$ , характеризующий теплоустойчивость конструкции кузова, определен нами по методике [5] и составил 0,26.

Сводные результаты расчетов теплопоступлений от солнечной радиации в салон автомобиля через металлические поверхности кузова (крышу и боковые поверхности) с учетом ориентации по сторонам света приведены в табл. 2.

Итоговые результаты расчетов приведены в табл. 3.

### Заключение

Таким образом, с учетом поступлений тепла от двигателя (556 Вт) и солнечной радиации (1730 Вт), а также тепловыделений самого водителя (100 Вт) максимально возможный теплоприток в кабину грузовика МАЗ-5432 составит 2,4 кВт. Именно эта величина и определяет требуемую холодопроизводительность кондиционера данного автомобиля.

Результаты работы будут использованы нами при разработке термоэлектрического охладителя-нагревателя воздуха салона автомобиля МАЗ-5432. Представленная расчетная схема может легко адаптироваться и под любой иной тип автомобиля или климатический район его эксплуатации.

В работе над статьей и экспериментальной частью авторами были использованы неопубликованные материалы В. Нехорошева.

Таблица 2

Параметр	Численное значение параметра в часы расчетных суток						
	8–9	9–10	10–11	11–12	12–13	13–14	14–15
$Q_{\text{кр}}$ , $\text{Вт}/\text{м}^2$	122	178	234	278	297	290	265
Итого через крышу, Вт	267	390	512	609	650	635	580
$Q_{\text{бок}}$ , $\text{Вт}/\text{м}^2$	51	72	87	89	114	143	158
Через боковые поверхности, Вт	176	248	300	307	393	493	545

Таблица 3

Параметр	Численное значение параметра в часы расчетных суток						
	8–9	9–10	10–11	11–12	12–13	13–14	14–15
Остекление, Вт	544	544	495	470	485	546	605
Металлические поверхности, Вт	443	638	1007	916	1043	1128	1125
Итого, Вт	987	934	1307	1386	1528	1674	1730

### **Список литературы**

1. *Булат Л. П., Бузин Е. В., Кузьмина Т. Г. Современные требования к экологии помещений и термоэлектрическое охлаждение // Тезисы докладов VII Межгосударственного семинара «Термоэлектрики и их применения». — СПб.: ФТИ им. Иоффе, 2000.*
2. *Булат Л. П., Веденников М. В., Вялов А. П. и др. Термоэлектрическое охлаждение: Текст лекций / Под ред. Л. П. Булата. — СПб.: СПбГУНиПТ, 2002.*
3. *Bulat L. P., Buzin E., Nekhoroshev V. I. Personal thermoelectric air-conditioning for comfort setting in transport facilities // XXII International Conference on Thermoelectrics. Program and Abstracts. Montpellier. France. 2003.*
4. *Bulat L. P., Nekhoroshev V. I. Thermoelectric cooling-heating unit for thermoelectric body of pickup refrigeration tracks // Proceedings of XXI International Conference on Thermoelectrics. IEEE. USA. 2004.*
5. *Богословский В. Н. и др. Внутренние санитарно-технические устройства: Справ. проектировщика. — М.: Стройиздат, 1992.*