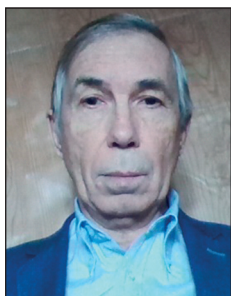


ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ПАССАЖИРСКОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА



А.В. Костин



Г.М. Стоякин

Рассмотрены результаты исследования системы поддержания микроклимата в пассажирских вагонах в холодный период года при переводе работы кондиционера климатической установки вагона в режим теплового насоса для нагревания вентиляционного воздуха. В качестве низкотемпературного источника теплоты при этом принимается воздух, удаляемый из вагона.

Ключевые слова: вентиляционный воздух, микроклимат, пассажирский вагон, рециркуляция, тепловой насос

Для обеспечения безопасных параметров воздушной среды, в салонах и помещениях пассажирских вагонов, соответствующих классу качества воздуха IDA 2 в зимнее время года целесообразно увеличение притока наружного воздуха до $35 \text{ м}^3/\text{ч}$ на человека по сравнению с регламентируемыми в настоящее время $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ [1;2]. Затраты энергии на подготовку этого воздуха должны быть минимизированы.

Одним из вариантов решения этой задачи для систем поддержания микроклимата в пассажирских вагонах в холодный период года является перевод работы кондиционера климатической установки в режим теплового насоса для нагревания вентиляционного воздуха [1;3]. В качестве низкотемпературного источника теплоты при этом принимается воздух, удаляемый из вагона. Предлагаемая схема работы кондиционера с рекуперацией теплоты удаляемого

воздуха дает возможность использования приточной вентиляции в режиме системы воздушного отопления, а также снизить количество нежелательного с точки зрения санитарно-экологических требований рециркуляционного воздуха, поступающего в вагон, до 30% и менее, вплоть до полного отказа от рециркуляции.

Оценим соответствие предлагаемой схемы гигиеническим требованиям, предусматривающим наиболее благоприятные соотношения температуры, влажности и подвижности воздуха в вагоне и сравним ее энергетическую эффективность с системами отопления с прямым электрическим нагревом в электрокалориферах и теплонасосным отоплением по известной схеме с использованием в качестве низкопотенциального источника теплоты наружного воздуха [4].

Исходные данные для сравнения принимались в соответствии с требованиями Санитарных правил по организации пассажирских перевозок на железно-

Костин Александр Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплоэнергетика железнодорожного транспорта» Института транспортной техники и систем управления Российского университета транспорта (РУТ (МИИТ)). Область научных интересов: применение теории тепло- и массообмена для расчета и проектирования теплотехнологических установок и систем железнодорожного транспорта и промышленности. Автор 51 научной работы, в том числе девяти учебных пособий. Имеет восемь патентов на изобретения.

Стоякин Григорий Михайлович, главный специалист по отоплению, вентиляции и кондиционированию воздуха ООО «Проектное Бюро АПЕКС». Область научных интересов: применение теории тепло- и массообмена для расчета и проектирования теплотехнологических установок и систем железнодорожного транспорта и промышленности. Автор девяти научных работ.

дорожном транспорте [5–6], в соответствии с которыми относительная влажность воздуха в помещениях вагона в зимнее время должна находиться в интервале 15–75%, температура воздуха составлять $22 \pm 2^\circ\text{C}$, подвижность воздуха – 0,2 м/с. Также учтены рекомендации для применения теплонасосного отопления в пассажирских вагонах [4].

Сравнение производилось при следующих условиях: температура наружного воздуха $t_n = -15^\circ\text{C}$, его относительная влажность $\phi_n = 20\%$, температура воздуха в вагоне $t_v = +20^\circ\text{C}$, его относительная влажность $\phi_v = 50\%$, температура приточного воздуха $t_n = +25^\circ\text{C}$, количество пассажиров $n = 54$. Хладагент R22. Мощность компрессора холодильной установки в режиме отопления $N_k = 12$ кВт.

На рис. 1 представлен цикл рассматриваемого теплового насоса в P – h координатах.

В результате подвода теплоты от низкотемпературного источника теплоты (наружного воздуха или воздуха, удаляемого из вагона) хладагент кипит в испарителе при давлении P_0 и температуре T_0 (процесс 4–1). Пар, полученный в испарителе, поступает в фильтр осушитель, где он осушается, а затем засасывается компрессором. В компрессоре давление пара поднимается до P_k , его температура при этом повышается до T_k (процесс 1–2').

Из-за трения и необратимого теплообмена действительный процесс сжатия в компрессоре (1–2) не совпадает с теоретическим изоэнтальпным сжатием (процесс 1–2').

Из компрессора пар поступает в конденсатор, где в результате отвода теплоты q_k к теплоприемнику происходит охлаждение пара (процесс 2–2'') и его конденсация (процесс 2''–3). Жидкий хладагент при давлении P_k и температуре T_k проходит через дрос-

сельный вентиль, где в результате дросселирования (процесс 3–4) давление хладагента падает с P_k до P_0 , его температура снижается до T_0 . При этом происходит частичное вскипание хладагента, который далее поступает в отделитель жидкости, в котором производится отделение жидкой фазы от паровой. Пар отводится непосредственно во всасывающий патрубок компрессора, а жидкий хладагент в состоянии точки 5 поступает в испаритель и цикл повторяется.

Расчеты теплопроизводительности климатической установки в теплонасосном режиме производились на установившийся режим работы, т.е. при постоянной температуре источников теплоты и неизменном расходе выбранного хладагента. Основные параметры цикла – давление кипения (парообразования) и конденсации хладагента P_0 и P_k принимались для заданной температуры испарения T_0 (температура в холодильной камере) и температуры конденсации T_k (температура окружающей среды) по таблицам или диаграммам с учетом особенности теплообмена у внешних источников теплоты. Так как нагреваемой средой в конденсаторе и охлаждаемой средой в испарителе являлся воздух, то разность температур в процессе теплообмена ΔT_k и ΔT_0 принималась равной 10°C .

Удельная массовая холодопроизводительность машины (холодильная нагрузка на испаритель), кДж/кг ,

$$q_0 = h_1 - h_4,$$

где h_1 и h_4 – энтальпия рабочего тела в соответствующих точках цикла.

Теоретическая удельная работа компрессора, приходящаяся на единицу массы (расхода) рабочего тела,

$$l_T = h_{2'} - h_1.$$

С учетом КПД компрессора $\eta_{кр} = 0,8$ действительная удельная работа компрессора

$$l_D = \frac{l_T}{\eta_{кр}} = h_2 - h_1.$$

Энтальпия хладагента на выходе из компрессора

$$h_2 = h_{2'} + l_D.$$

Степень повышения давления рабочего тела в компрессоре, определяющая его тип и конструкцию

$$\beta_k = \frac{P_k}{P_0}.$$

Количество теплоты, отводимой от рабочего тела в конденсаторе (тепловая нагрузка на конденсатор),

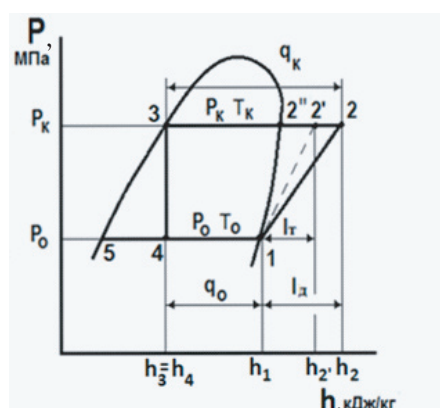


Рис. 1. Цикл теплового насоса в P – h координатах

$$q_k = (h_2 - h_3) \cdot$$

Холодильный коэффициент термодинамического цикла

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_d} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \cdot$$

Коэффициент трансформации теплоты

$$\varphi_t = \frac{q_k}{l_d} = \varepsilon + 1 \cdot$$

С учетом влияния необратимых потерь цикла на эффективность холодильной машины, оцениваемых коэффициентом необратимости $\eta_n = 0,65$, действительный коэффициент трансформации теплоты

$$\Phi = \varphi_t \cdot \eta_n \cdot$$

Удельный расход электроэнергии на единицу полученной теплоты

$$\Theta_{эл} = \frac{1}{\Phi} \cdot$$

На рис. 2 приведена зависимость удельного расхода электроэнергии при теплонасосном отоплении от температуры наружного воздуха.

Количество теплоты, отводимой от хладагента в конденсаторе (тепловая нагрузка на конденсатор),

$$Q_k = \Phi N_k \cdot$$

Оценим минимальный расход воздуха подаваемого в вагон. Исходя из расхода воздуха на одного чело-

века $35 \text{ м}^3/\text{ч}$, расход наружного вентиляционного воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$

$$V_b = 35n \cdot$$

В соответствии с [5] рециркуляционного воздуха в вагон должно подаваться не более 70%. Следовательно

$$V_{рец} = V_b 0,7 \cdot$$

Общее количество воздуха подаваемого в вагон, $\text{м}^3/\text{ч}$, составляет

$$V = V_b + V_{рец} \cdot$$

Необходимый тепловой поток для нагрева вентиляционного воздуха от t_n до t_n , кВт,

$$Q_{тр} = \frac{V c_p \rho (t_n - t_n)}{3600} \cdot,$$

где c_p — массовая удельная изобарная теплоемкость воздуха, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; ρ — плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Теплота, отводимая от рабочего тела в конденсаторе (тепловая нагрузка на конденсатор), кВт,

$$Q_k = \frac{N_k}{\Theta_{тн}} \cdot$$

Результаты расчета различных схем нагрева воздуха приведены в таблице.

Результаты расчета показывают, что для предлагаемой схемы теплоты, отводимой от конденсатора теплового насоса, хватает для нагрева наружного воздуха поступающего в вагон до требуемой темпе-

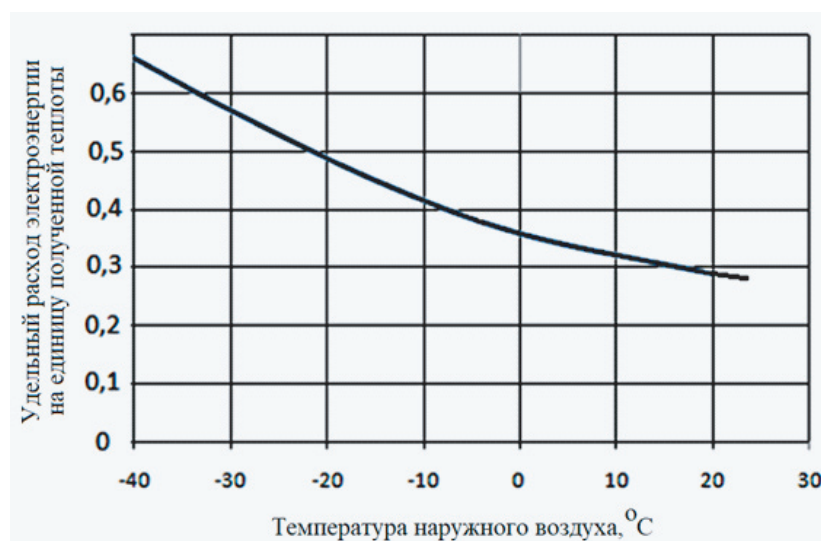


Рис. 2. Зависимость удельного расхода электроэнергии от температуры наружного воздуха

Таблица

Результаты расчета различных схем нагрева воздуха

Показатели	Теплонасосное отопление с рекуперацией теплоты воздуха удаляемого из вагона	Теплонасосное отопление с отбором теплоты от наружного воздуха	Прямой электрический нагрев воздуха в калорифере (без рециркуляции воздуха / с рециркуляцией воздуха)
Расход наружного воздуха, подаваемого в вагон V_v , кг/с	0,61	0,61	0,61
Допустимый по Санитарным правилам расход рециркуляционного воздуха V_{rec} , кг/с	—	0,43	—/0,43
Полный расход воздуха подаваемого в вагон V_v , кг/с	0,61	1,04	0,61/1,04
Удельный расход электроэнергии на единицу полученной теплоты $\mathcal{E}_{эл}$	0,285	0,45	1
Требуемый тепловой поток $Q_{тр}$, кВт	41,81	30,83	41,81/30,83
Тепловая нагрузка на конденсатор Q_k , кВт	42,11	26,67	—
Расход электроэнергии на обработку воздуха, подаваемого в вагон, кВт	12	12	41,81/30,83

ратуры, $Q_k > Q_{тр}$. При этом не требуется рециркуляция воздуха. Затраты электроэнергии на обработку воздуха соответствуют мощности компрессора холодильной установки в отопительном режиме, в нашем случае $N_k = 12$ кВт. Тепловая мощность подаваемого в вагон перегретого на 5°C воздуха ($t_n - t_v$) идет на компенсацию тепловых потерь в вагоне.

При нагреве воздуха электрическими калориферами до требуемой температуры необходимо затратить значительно больше электроэнергии.

Для схемы теплонасосного отопления с отбором теплоты от наружного воздуха теплоты, подводимой к воздуху, подаваемому в вагон, не хватает для его нагрева до требуемой температуры $Q_k < Q_{тр}$, и для достижения требуемых климатических параметров в вагоне потребуется нежелательное увеличение потока рециркуляционного воздуха или дополнительное включение электрических калориферов.

Следует отметить, что при рекуперации теплоты воздуха, удаляемого из вагона, степень повышения давления в компрессоре холодильной установки для отопительного режима ($\beta_k = 1,99$) не превышает ее значения при работе компрессора в холодильном

режиме ($\beta_k = 2,5 - 3,5$). При использовании в качестве низкотемпературного источника теплоты наружного воздуха в отопительном режиме, β_k значительно увеличивается (для рассматриваемых условий $\beta_k = 6,74$), что снижает общую эффективность работы компрессора и всей климатической установки.

Изменение параметров воздуха при предлагаемой схеме требует оценки равномерности распределения температуры воздуха по объему вагона. С этой целью проведено CFD-моделирование одной секции вагона. Результаты моделирования представлены на рис. 3.

Из рис. 3 видно достаточно равномерное распределение температур по объему вагона. Хотя в верхней зоне (на уровне багажных полок) наблюдается зона немного повышенных температур, а под нижними местами — зона немного пониженных температур.

Выводы

Проведенные исследования показывают высокую эффективность предлагаемой схемы поддержания микроклимата в пассажирских вагонах в холодный период года при увеличении притока наружного воздуха до $35 \text{ м}^3/\text{ч}$ на человека по сравнению с регла-

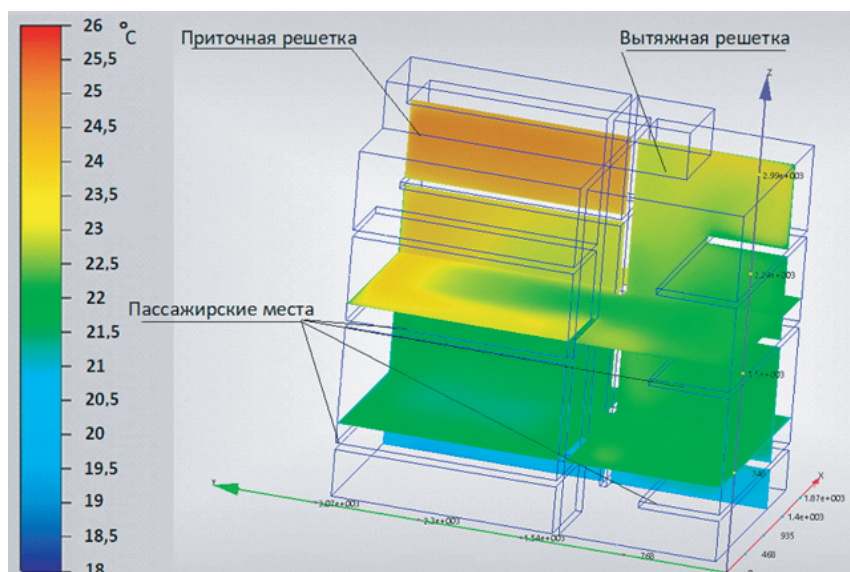


Рис. 3. Результаты моделирования распределения температур при подаче перегретого воздуха в вагон

ментируемыми в настоящее время $20 \text{ м}^3/\text{ч}$. Применение в установке кондиционирования воздуха вагона теплонасосной рекуперации теплоты вытяжного воздуха дает возможность без увеличения массы и габаритов оборудования данной установки и подвода значительного количества дополнительной электроэнергии обеспечить подогрев поступающего в вагон свежего наружного воздуха, с соблюдением комфортного распределения температур по объему вагона при существующей схеме подачи и удаления воздуха. 

Литература

1. Стоякин, Г.М. Пути улучшения характеристик климатических систем пассажирского подвижного состава / Г.М. Стоякин, А.В. Костин, С.Н. Науменко // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. — 2020. — Т. 79, № 1. — С. 34–38.
2. Стоякин, Г.М. Повышение эффективности установки кондиционирования воздуха для подвижного состава за счёт применения рекуператора теплоты вытяжного воздуха на базе теплового насоса / Г.М. Стоякин, А.В. Костин // Наука России: Цели и задачи. Сборник науч. трудов по материалам XIV международной научно-практической конференции. Ч.3 Изд. НИЦ «Л-Журнал», 2019. — 92 с.
3. Стоякин, Г.М. Пути улучшения воздушной среды в пассажирских вагонах / Г.М. Стоякин, А.В. Костин // Вопросы технических наук в свете современных исследований: Сб. ст. по материалам II-III международной научно-практической конференции. №2–3 (2). Новосибирск: Изд. АНС «СибАК», 2017. — С. 5–12.
4. Жариков, В.А. Климатические системы пассажирских вагонов / В.А. Жариков. — Москва: Трансинфо, 2006. — 134 с.
5. СП 2.5.1198–03. Санитарные правила по организации пассажирских перевозок на железнодорожном транспорте [Электронный ресурс]: утв. главным государственным санитарным врачом РФ от 3 марта 2003 года; дата введения 3 июня 2003 года; зарегистрировано в Минюсте РФ 1 апр. 2003 г., регистрац. № 4348; (с изменениями на 10 июня 2016 г.). URL: <http://doc.rzd.ru>. (дата обращения: 28.04.2020).
6. СП 2.5.2647–10. Санитарные правила по организации пассажирских перевозок на железнодорожном транспорте. Изменения и дополнения №2 к СП 2.5.1198–03 [Электронный ресурс]: утв. постановлением главного государственного санитарного врача РФ от 16 июня 2010 г. №68; дата введения 12 июля 2010 г.; зарегистрировано в Минюсте РФ 7 июля 2010 г., регистрац. №17750. URL: <https://rg.ru/2010/07/16/sanpraviladok.html> (дата обращения: 28.04.2020).