

УДК 621.59 + 06

*Т. Л. Риполь-Сарагоси, И. А. Задков, Е. И. Рашевская***СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИРОДНЫХ ХЛАДАГЕНТОВ В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

Аннотация. Материал данной статьи посвящен исследованию энергоэффективности природных хладагентов, при использовании для производства холода. В представленном материале выявляются также факторы влияния на энергоэффективность внешних факторов. По результатам проведенных расчетов определены наиболее энергоэффективный и наиболее энергозатратный режим работы холодильного оборудования.

Ключевые слова: энергоэффективность, аммиак, углекислый газ, пропан, холодильная машина, обратный цикл Карно.

Для цитирования: Риполь-Сарагоси, Т. Л. Сравнительный анализ энергоэффективности природных хладагентов в системах охлаждения подвижного состава / Т. Л. Риполь-Сарагоси, И. А. Задков, Е. И. Рашевская // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 2. – С. 73–80.

Природные хладагенты, такие как аммиак (R717), углекислый газ (CO₂, R744) и пропан (R290), представляют собой перспективные рабочие вещества для холодильных систем подвижного состава благодаря их высокой энергоэффективности и экологической безопасности. Основные теплофизические свойства этих хладагентов оказывают непосредственное влияние на эффективность холодильных установок и эксплуатационные характеристики систем. К числу важнейших параметров технологического процесса и хладагентов относятся теплотворная способность, рабочее давление, температура кипения и критические параметры. [1-2] Основные теплофизические параметры данных хладагентов представлены в таблице 1.

*Таблица 1***Основные физико-химические параметры природных хладагентов**

Параметр	Аммиак (R717)	Пропан (R290)	Углекислый газ (R744)
Теплотворная способность	1371 кДж/кг	425 кДж/кг	140 кДж/кг
Рабочее давление	1–20 бар	до 20 бар	до 130 бар
Температура кипения	-33,3 °C	-42,1 °C	-78,5 °C
Критическая температура	132,4 °C	96,7 °C	31,1 °C
Критическое давление	113 бар	42 бар	73,8 бар

Физико-химические свойства природных хладагентов оказывают значительное влияние на выбор рабочего вещества для конкретной холодильной системы. Аммиак демонстрирует наилучшие показатели теплотворной способности и широкие возможности применения благодаря умеренному рабочему давлению. Пропан является эффективным и универсальным решением для бытовых и коммерческих систем. Углекислый газ привлекателен своей безопасностью и экологичностью, однако его использование

ограничено высокими рабочими давлениями и критической температурой [3]. Для проведения сравнительного анализа энергоэффективности аммиака предлагается задаться следующими исходными данными:

- местоположение – Мурманск, Москва, Астрахань;
- температурный режим морозильной камеры – -18°C ;
- температурный режим холодильной камеры – 0°C ;
- температурный режим кондиционируемого помещения – 22°C ;
- температура кипения хладагента в испарителях морозильной камеры – 30°C ;
- температура кипения хладагента в испарителях – -25°C для морозильной камеры, -8°C для холодильной камеры и $+15^{\circ}\text{C}$ для кондиционируемого помещения;
- перегрев хладагента на всасывании каждого контура – 1°C ;
- Температуру конденсации принять на 10°C выше расчетной температуры воздуха в летний период времени;
- переохлаждение жидкого хладагента на подаче к потребителям – 0°C .

На основании принятых исходных данных выберем 1 схему холодильной системы с использованием природных хладагентов для расчета и сравнения эффективности.

Параметром энергоэффективности любого холодильного цикла выступает COP (coefficient of performance) – коэффициент производительности. COP определяется по формуле:

$$COP = \frac{Q}{W} = \frac{h_1 - h_2}{h_3 - h_4},$$

где Q – количество теплоты, отобранной хладагентом в приборах охлаждения, кВт;
 W – количество энергии, затраченной компрессионным оборудованием для сжатия паров хладагента, кВт;

h_1 – энтальпия хладагента на выходе из испарителя, кДж/кг;

h_2 – энтальпия хладагента на входе в испаритель, кДж/кг;

h_3 – энтальпия хладагента на выходе из компрессора, кДж/кг;

h_4 – энтальпия хладагента на входе в компрессор, кДж/кг.

В свою очередь энергопотребление компрессорного оборудования можно определить по формуле:

$$W = \frac{Q}{COP}, \text{ кВт}\cdot\text{ч}.$$

Так как температура кипения хладагента в испарителях является константой в данном расчете, то COP установки будет зависеть от температуры конденсации или от температуры выхода хладагента из газоохладителя/конденсатора. Этот параметр, в свою очередь, зависит от среднемесячной температуры окружающей среды, принимаемой по СП 131.13330.2020.

Для подбора холодильных систем, при заданной холодильной мощности на номинальном режиме, расчетную температуру наружного воздуха следует определять по формуле:

$$t_n = 0,4 \cdot t_{ср.ж.м} + 0,6 \cdot t_{макс}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $t_{ср.ж.м}$ – средняя максимальная температура самого жаркого месяца, $^\circ\text{C}$;
 $t_{макс}$ – абсолютная максимальная температура самого жаркого месяца, $^\circ\text{C}$.

для г. Астрахань:

$$t_n = 0,4 \cdot 32,4 + 0,6 \cdot 41 = 38^\circ\text{C}.$$

Для г. Москва:

$$t_n = 0,4 \cdot 24,5 + 0,6 \cdot 38 = 33^\circ\text{C}.$$

Для г. Мурманск:

$$t_n = 0,4 \cdot 17,8 + 0,6 \cdot 33 = 27^\circ\text{C}.$$

На рисунке 1 представлена принципиальная схема установки, работающая по принципу непосредственного испарения хладагента в испарителе.

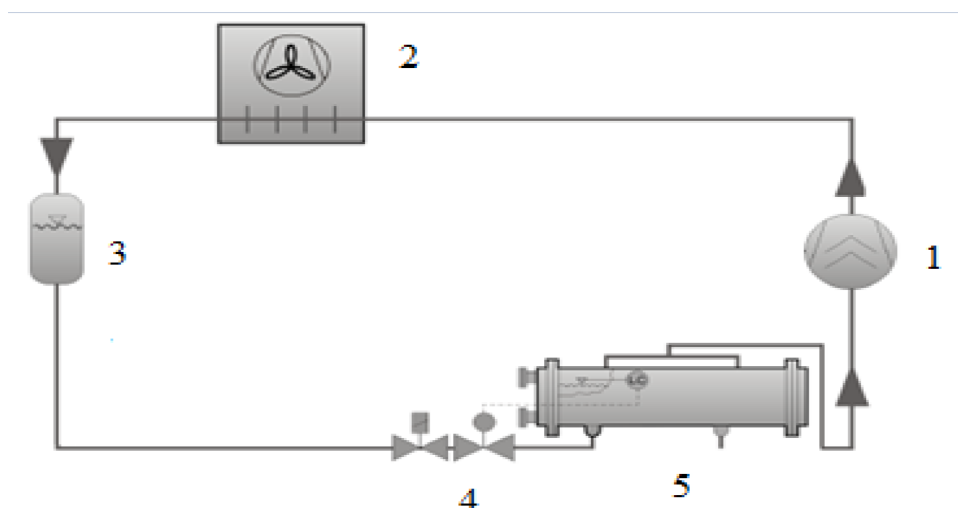


Рис. 1. Схема холодильной установки:

1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – ресивер; 4 – расширительный вентиль;
 5 – испаритель.

Выбор рабочих параметров компрессора определяется его эффективностью, надежностью и типом используемого хладагента. Для обеспечения максимального коэффициента полезного действия (КПД) компрессор должен работать в оптимальном диапазоне параметров. Выход за пределы допустимого конверта может привести к перегреву, ускоренному износу деталей или даже разрушению компрессора. Кроме того, рабочие параметры зависят от применяемого хладагента, так как различные хладагенты функционируют при разных давлениях и температурах. Широкое применение систем холодоснабжения приводит к значительному потреблению электрической энергии. Задачей современной инженерной мысли является снижение энергопотребления холодильных агрегатов с целью уменьшения издержек при производстве и повышения экологичности

процессов, включающих системы охлаждения. Именно поэтому критерий энергоэффективности является одним из важнейших при выборе хладагента.

Параметрами, характеризующими эффективность того или иного хладагента, с термодинамической точки зрения, являются удельные объемная и массовая холодопроизводительности.

Удельная массовая холодопроизводительность q_0 определяется по формуле:

$$q_0 = h_1 - h_2, \text{ кДж/кг},$$

где h_1 – энтальпия хладагента при выходе из испарителя, кДж/кг;

h_2 – энтальпия хладагента при входе в испаритель, кДж/кг.

Удельная объемная холодопроизводительность определяется по формуле:

$$q_v = \frac{q_0}{v}, \text{ кДж/м}^3,$$

где v – удельный объем хладагента, всасываемого в компрессор, м³/кг.

Удельная массовая холодопроизводительность характеризует количество теплоты, выделяемой при кипении 1 кг хладагента.

Параметр, характеризующий энергоэффективность компрессорного агрегата COP – коэффициент производительности, который является аналогом КПД в других энергопотребляющих устройствах. Произведем расчеты коэффициента эффективности работы, при заданных температурных режимах для трех регионов России.

На рисунке 2 представлен результат расчета компрессора на трех режимах работы в г. Мурманск.

модель компрессора	OSKA9583-K	модель компрессора	OSKA9583-K	модель компрессора	OSKA9583-K
Хладагент	R717	Хладагент	R717	Хладагент	R717
Темп., используемая в расчете	Темп. "точки росы"	Темп., используемая в расчете	Темп. "точки росы"	Темп., используемая в расчете	Темп. "точки росы"
Тиспарения SST	-8.00 °C	Тиспарения SST	15.00 °C	Тиспарения SST	-25.00 °C
Тконденсации SCT	37.0 °C	Тконденсации SCT	37.0 °C	Тконденсации SCT	37.0 °C
Переохл-е (в конденсаторе)	0 K	Переохл-е (в конденсаторе)	2.00 K	Переохл-е (в конденсаторе)	0 K
Перегрев всасыв. паров	1.00 K	Перегрев всасыв. паров	1.00 K	Перегрев всасыв. паров	1.00 K
Режим эксплуатации	Стандарт	Режим эксплуатации	Стандарт	Режим эксплуатации	Стандарт
Частота вращения	2900 /min	Частота вращения	2900 /min	Частота вращения	2900 /min
Полезный перегрев	100%	Полезный перегрев	100%	Полезный перегрев	100%
Дополнит. охлаждение	Автоматически	Дополнит. охлаждение	Автоматически	Дополнит. охлаждение	Автоматически
Макс. темп. нагнетания	80.0 °C	Макс. темп. нагнетания	80.0 °C	Макс. темп. нагнетания	80.0 °C
Результат		Результат		Результат	
Компрессор	OSKA9583-K	Компрессор	OSKA9583-K	Компрессор	OSKA9583-K
Ступени регулирования производительности	100%	Ступени регулирования производительности	100%	Ступени регулирования производительности	100%
Холодопроизвод-сть	564 kW	Холодопроизвод-сть	1330 kW	Холодопроизвод-сть	262 kW
Произв-сть испарителя	564 kW	Произв-сть испарителя	1306 kW	Произв-сть испарителя	259 kW
Мощность на валу	142.6 kW	Мощность на валу	1330 kW	Мощность на валу	262 kW
Производительность конденсатора	647 kW	Производительность конденсатора	1469 kW	Производительность конденсатора	306 kW
COP/КПД	3.96	COP/КПД	9.59	COP/КПД	2.19
COP/КПД *	3.92	COP/КПД *	9.42	COP/КПД *	2.17
Массов. расход LP	1879 kg/h	Массов. расход LP	4302 kg/h	Массов. расход LP	890 kg/h
Массов. расход HP	1879 kg/h	Массов. расход HP	4302 kg/h	Массов. расход HP	890 kg/h
Режим эксплуатации	Стандарт	Режим эксплуатации	Стандарт	Режим эксплуатации	Стандарт
Темп. жидкости	37.0 °C				
Объемн. расход масла	6.24 м³/h				
Способ охлаждения	Внешнее				

Рис. 2. Результат расчета компрессора на трех режимах работы при температуре конденсации = 37°C

На рисунке 3 представлен результат расчета компрессора на трех режимах работы в г. Москва.

модель компрессора	OSKA9583-K
Хладагент	R717
Темп., используемая в расчете	Темп. "точки росы"
Тиспарения SST	-8.00 °C
Тконденсации SCT	43.0 °C
Переохл-е (в конденсаторе)	0 K
Перегрев всасыв. паров	1.00 K
Режим эксплуатации	Стандарт
Частота вращения	2900 /min
Полезный перегрев	100%
Дополнит. охлаждение	Автоматически
Макс. темп. нагнетания	80.0 °C

Результат

Компрессор	OSKA9583-K
Ступени регулирования	100%
Производительности	
Холодопроизвод-сть	540 kW
Холодопроизвод-сть*	535 kW
Произв-сть испарителя	540 kW
Мощность на валу	162.1 kW
Производительность конденсатора	616 kW
СОР/КПД	3.33
СОР/КПД *	3.30
Массов. расход LP	1850 kg/h
Массов. расход HP	1850 kg/h
Режим эксплуатации	Стандарт

модель компрессора	OSKA9583-K
Хладагент	R717
Темп., используемая в расчете	Темп. "точки росы"
Тиспарения SST	-25.00 °C
Тконденсации SCT	43.0 °C
Переохл-е (в конденсаторе)	0 K
Перегрев всасыв. паров	1.00 K
Режим эксплуатации	Стандарт
Частота вращения	2900 /min
Полезный перегрев	100%
Дополнит. охлаждение	Автоматически
Макс. темп. нагнетания	80.0 °C

Результат

Компрессор	OSKA9583-K
Ступени регулирования	100%
Производительности	
Холодопроизвод-сть	247 kW
Холодопроизвод-сть*	245 kW
Произв-сть испарителя	247 kW
Мощность на валу	134.8 kW
Производительность конденсатора	288 kW
СОР/КПД	1.83
СОР/КПД *	1.81
Массов. расход LP	863 kg/h
Массов. расход HP	863 kg/h
Режим эксплуатации	Стандарт

модель компрессора	OSKA9583-K
Хладагент	R717
Темп., используемая в расчете	Темп. "точки росы"
Тиспарения SST	15.00 °C
Тконденсации SCT	43.0 °C
Переохл-е (в конденсаторе)	0 K
Перегрев всасыв. паров	1.00 K
Режим эксплуатации	Стандарт
Частота вращения	2900 /min
Полезный перегрев	100%
Дополнит. охлаждение	Автоматически
Макс. темп. нагнетания	80.0 °C

Результат

Компрессор	OSKA9583-K
Ступени регулирования	100%
Производительности	
Холодопроизвод-сть	1275 kW
Холодопроизвод-сть*	1263 kW
Произв-сть испарителя	1275 kW
Мощность на валу	170.9 kW
Производительность конденсатора	1423 kW
СОР/КПД	7.46
СОР/КПД *	7.39
Массов. расход LP	4272 kg/h
Массов. расход HP	4272 kg/h
Режим эксплуатации	Стандарт

Рис. 3. Результат расчета компрессора на трех режимах работы при температуре конденсации = 43°C

На рисунке 4 представлен результат расчета компрессора на трех режимах работы в г. Астрахань

модель компрессора	OSKA9583-K
Хладагент	R717
Темп., используемая в расчете	Темп. "точки росы"
Тиспарения SST	-25.00 °C
Тконденсации SCT	48.0 °C
Переохл-е (в конденсаторе)	0 K
Перегрев всасыв. паров	1.00 K
Режим эксплуатации	Стандарт
Частота вращения	2900 /min
Полезный перегрев	100%
Дополнит. охлаждение	Автоматически
Макс. темп. нагнетания	80.0 °C

Результат

Компрессор	OSKA9583-K
Ступени регулирования	100%
Производительности	
Холодопроизвод-сть	233 kW
Холодопроизвод-сть*	231 kW
Произв-сть испарителя	233 kW
Мощность на валу	148.6 kW
Производительность конденсатора	270 kW
СОР/КПД	1.57
СОР/КПД *	1.56
Массов. расход LP	836 kg/h
Массов. расход HP	836 kg/h
Режим эксплуатации	Стандарт

модель компрессора	OSKA9583-K
Хладагент	R717
Темп., используемая в расчете	Темп. "точки росы"
Тиспарения SST	-8.00 °C
Тконденсации SCT	48.0 °C
Переохл-е (в конденсаторе)	0 K
Перегрев всасыв. паров	1.00 K
Режим эксплуатации	Стандарт
Частота вращения	2900 /min
Полезный перегрев	100%
Дополнит. охлаждение	Автоматически
Макс. темп. нагнетания	80.0 °C

Результат

Компрессор	OSKA9583-K
Ступени регулирования	100%
Производительности	
Холодопроизвод-сть	519 kW
Холодопроизвод-сть*	514 kW
Произв-сть испарителя	519 kW
Мощность на валу	178.7 kW
Производительность конденсатора	589 kW
СОР/КПД	2.91
СОР/КПД *	2.88
Массов. расход LP	1819 kg/h
Массов. расход HP	1819 kg/h
Режим эксплуатации	Стандарт

модель компрессора	OSKA9583-K
Хладагент	R717
Темп., используемая в расчете	Темп. "точки росы"
Тиспарения SST	15.00 °C
Тконденсации SCT	48.0 °C
Переохл-е (в конденсаторе)	0 K
Перегрев всасыв. паров	1.00 K
Режим эксплуатации	Стандарт
Частота вращения	2900 /min
Полезный перегрев	100%
Дополнит. охлаждение	Автоматически
Макс. темп. нагнетания	80.0 °C

Результат

Компрессор	OSKA9583-K
Ступени регулирования	100%
Производительности	
Холодопроизвод-сть	1236 kW
Холодопроизвод-сть*	1224 kW
Произв-сть испарителя	1236 kW
Мощность на валу	196.9 kW
Производительность конденсатора	1371 kW
СОР/КПД	6.27
СОР/КПД *	6.22
Массов. расход LP	4237 kg/h
Массов. расход HP	4237 kg/h
Режим эксплуатации	Стандарт

Рис. 4. Результат расчета компрессора на трех режимах работы при температуре конденсации = 38°C

Внесем в таблицы 2 – 4 значения СОР, полученные в результате расчетов для анализа энергоэффективности аммиака на различных режимах работы в трех регионах России.

Таблица 2

Значение COP компрессора при его размещении в трех регионах России с температурой кипения хладагента -25°C.

Температура кипения, °C	Температура конденсации, °C	COP
-25	37	2.19
-25	43	1.83
-25	48	1.57

Таблица 3

Значение COP компрессора при его размещении в трех регионах России с температурой кипения хладагента -8°C.

Температура кипения, °C	Температура конденсации, °C	COP
-8	37	3.96
-8	43	3.33
-8	48	2.91

Таблица 4

Значение COP компрессора при его размещении в трех регионах России с температурой кипения хладагента 15°C.

Температура кипения, °C	Температура конденсации, °C	COP
15	37	9.59
15	43	7.46
15	48	6.27

По полученным результатам построим график зависимости COP от температуры кипения и конденсации.

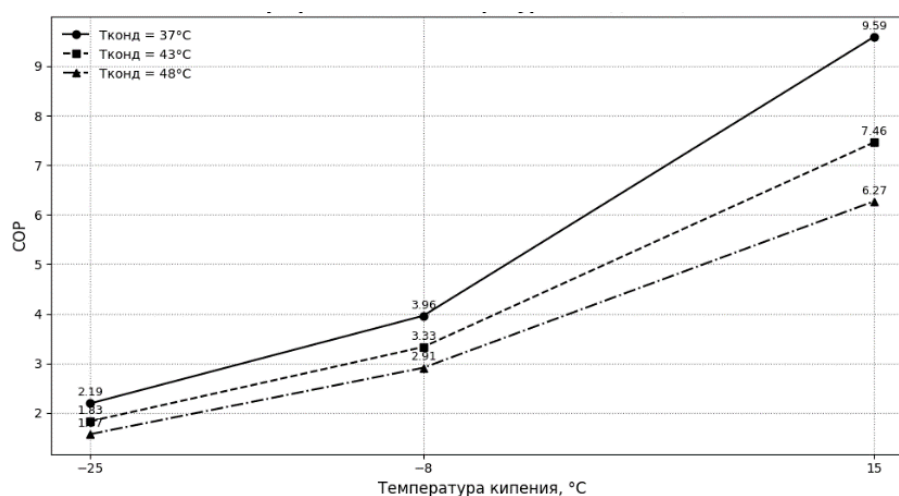


Рис. 5. График зависимости COP от температуры кипения при различных температурах конденсации

Анализ графических зависимостей показывает характер изменения **COP** в зависимости от температуры кипения при разных температурах конденсации для холодильной системы, работающей на аммиаке. Очевидно, что при повышении температуры кипения **COP** аммиачной холодильной системы увеличивается, а при росте температуры конденсации – уменьшается. График демонстрирует характер изменения коэффициента производительности (**COP**) в зависимости от температуры кипения при различных фиксированных значениях температуры конденсации. Очевидно, что при повышении температуры кипения **COP** возрастает. Это связано с тем, что при более высокой температуре кипения уменьшается перепад температур между кипением и конденсацией, что приводит к снижению энергетических затрат на сжатие хладагента и, соответственно, повышению эффективности холодильного цикла. В то же время наблюдается обратная зависимость при изменении температуры конденсации: с её увеличением **COP** уменьшается. Это объясняется ростом энергетических затрат на конденсацию при более высоких температурах, что снижает общую эффективность холодильной системы.

Таким образом, для достижения максимальной энергоэффективности холодильных циклов, важно стремиться к максимально возможной температуре кипения и минимальной температуре конденсации в пределах допустимых условий эксплуатации оборудования.

Библиографический список

1. Долгополов, А. С. Обзор перспективных хладагентов для транспортных холодильных и климатических установок / А. С. Долгополов // Современные проблемы энергетики : материалы II Национальной научно-практической конференции, Тюмень, 26 октября 2022 года. – Тюмень: Тюменский индустриальный университет, 2023. – С. 8-10. – EDN BOZSDH.
2. Старовойтов, С. В. Управление величиной перегрева для повышения эффективности работы холодильной установки / С. В. Старовойтов, А. В. Сколов // Транспорт: наука, образование, производство : Сборник научных трудов Международной научно-практической конференции, Ростов-на-Дону, 24–26 апреля 2024 года. – Ростов-на-Дону: Ростовский государственный университет путей сообщения, 2024. – С. 336-339. – EDN NJHFHG.
3. Повышение эффективности компрессорного оборудования / С. В. Старовойтов, А. Ю. Бобкин, Е. А. Глущенко, А. В. Кудимова // Сборник научных трудов "Транспорт: наука, образование, производство": Труды Международной научно-практической конференции, Ростов-на-Дону, 26–28 апреля 2023 года. Том 3. – Ростов-на-Дону: Ростовский государственный университет путей сообщения, 2023. – С. 43-46. – EDN HYUJHT.

T. L. Ripol-Saragosi, I. A. Zadkov, E. I. Rashevskaya

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE ENERGY EFFICIENCY OF NATURAL REFRIGERANTS IN COOLING SYSTEMS OF ROLLING STOCK

Abstract. The material of this article is devoted to the study of the energy efficiency of natural refrigerants when used for the production of cold. The presented material also identifies the factors influencing the energy efficiency of external factors. Based on the results of the calculations, the most energy-efficient and most energy-consuming mode of operation of refrigeration equipment has been determined.

Keywords: energy efficiency, ammonia, carbon dioxide, propane, refrigerating machine, Carnot reverse cycle.

For citation: Ripol-Saragosi, T. L. Comparative Analysis of the Energy Efficiency of Natural Refrigerants in Cooling Systems of Rolling Stock / T. L. Ripol-Saragosi, I. A. Zadkov, E. I. Rashevskaya // Trudy Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putej soobseniya. – 2025. – № 2. – P. 73–80.

Сведения об авторах

Риполь-Сарагоси Татьяна Леонидовна
Ростовский государственный университет
путей сообщения (РГУПС),
кафедра «Теплоэнергетика на
железнодорожном транспорте»,
доктор технических наук,
профессор,
e-mail: ripol-saragosi@mail.ru

Задков Илья Андреевич
ООО «ИНГЕНИУМ»,
инженер,
e-mail: ilya.zotovv@mail.ru

Рашевская Екатерина Игоревна
АО «ВагонДорМаш»,
инженер,
e-mail: yekaterina2001.rashevskaya@mail.ru

Information about the authors

Ripol-Saragosi Tatiana Leonidovna
Rostov State Transport University (RSTU),
Chair «Thermal Power Engineering in Railway
Transport»,
Doctor of Technical Sciences,
Professor,
e-mail: ripol-saragosi@mail.ru

Zadkov Ilya Andreevich
INGENIUM LLC,
Engineer,
e-mail: ilya.zotovv@mail.ru

Rashevskaya Ekaterina Igorevna
VagonDorMash JSC,
Engineer,
e-mail: yekaterina2001.rashevskaya@mail.ru