

УДК 629.4.048

## Методика оценки энергетической эффективности мобильных систем кондиционирования воздуха

Канд. техн. наук **Емельянов А.Л.** emelianovt@mail.ru  
Университет ИТМО

191002, Россия, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Д-р техн. наук, профессор **Киселев И.Г.** kiss-tatiana@yandex.ru

**Приимин В.П.** magistral116.vp@gmail.com

Петербургский государственный университет путей сообщения  
Императора Александра I

190031, Россия, Санкт-Петербург, Московский пр., 9

*Проведен анализ существующих методов оценки энергетической эффективности систем кондиционирования воздуха (СКВ), включая стандарты Союза немецких машиностроительных предприятий VDMA 24247 и VDMA 24248 и разработки российских специалистов. По результатам анализа предложена методика, учитывающая специфические особенности транспортных климатических установок, в частности применяемых на железнодорожном транспорте. В ее основе лежит метод сравнения действительных термодинамических циклов холодильной машины (теплового насоса) с эталонным циклом, которым является обратный цикл Карно. Учтены энергетические потери, возникающие от использования системы жидкостного отопления, работающей в дополнение к кондиционеру в режиме «тепловой насос». Приведены результаты расчета энергетической эффективности СКВ для пассажирских вагонов МАБ-II, которую устанавливали ранее на вагонах фирмы «Amendorf», поставлявшихся на отечественные железные дороги из ГДР, и современной моноблочной установки с кондиционером КАТ2-4 производства ООО «ДоКонСПб» по предлагаемой и существующим методикам и выполнен анализ результатов. Показано, что большие температурные напоры в теплообменных аппаратах кондиционеров, а также использование холодильного компрессора устаревшего типа (поршневого) существенно снижают общую энергетическую эффективность СКВ.*

*Ключевые слова:* энергетическая эффективность, холодильные машины, тепловые насосы, оценка энергетической эффективности, железнодорожный транспорт, система кондиционирования воздуха пассажирского вагона.

DOI:10.17586/2310-1148-2016-9-3-5-12

---

## Technique of assessment of power efficiency of mobile air conditioning systems

Ph.D. **Yemelyanov A.L.** emelianovt@mail.ru  
ITMO University

191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

D.Sc., professor **Kiselyov I.G.** kiss-tatiana@yandex.ru

**Priimin V.P.** magistral116.vp@gmail.com

St. Petersburg state transport university

Emperor Alexander I

190031, Russia, St. Petersburg, Moskovsky Ave., 9

*The existing methods of energy efficiency evaluation are analyzed here, including the Specifications of the Union of German engineering plants VDMA 24247 and VDMA 24248, and Russian methods. Through considering it results the new method is offered. The new method notes specific features transport HVAC systems, especially applied on railway rolling stock. The base of new method founds at comparison real the rmdynamical cycle of cooling machine / heat pump with standard Carnot cycle. Energetical losses from using liquid heating system, worked together with heat pump at low outdoors temperatures, are incorporated too. The energy efficiency assessment of passenger car air conditioner МАБ-II, designed and applied at passenger cars, built on Amendorf plant, Germany, and up-to-date monoblock climatic system КАТ2-4, produced by «DoKonSpB» company, was done by using existing and offering*

*methods. Big temperature differences and applying an out of date type of cooling compressor (piston compressor) significantly decrease an overall level of energy efficiency of the unit.*

**Keywords:** energy efficiency, cooling machines, heat pump, energy efficiency assessment, railway transport, HVAC passenger car system, VDMA regulations.

Оценка энергетической эффективности систем кондиционирования воздуха (СКВ) является одним из важнейших действий при разработке новых или модернизации существующих установок. Известны различные способы оценки энергетической эффективности СКВ. Для этой цели в качестве определяющих показателей используют холодильный коэффициент, коэффициент преобразования для тепловых насосов, среднегодовой коэффициент эффективности как отношение полученного холода к затраченной энергии, удельная холодопроизводительность на единицу массы или объема кондиционера, эксергетический к.п.д. в случае оценки по энергопотреблению и другие [1, 2, 3]. Особое значение проблема оценки энергетической эффективности имеет для мобильных СКВ, значительно ограниченных в использовании бортовой мощности.

При модернизации установок повышение энергетической эффективности (ЭЭ) связывают в основном с сокращением ее энергопотребления, поэтому часто в качестве главного критерия оптимизации авторы используют эксергетический к.п.д. [2, 3]. В работе [1] предлагается комплексный метод оценки СКВ на основе ее экономических показателей и анализа термодинамического совершенства холодильных циклов. Авторами [1] предложен универсальный критерий оценки холодильных систем (ХС) по величине удельных годовых приведенных затрат  $Z_0$ , т.е. годовых абсолютных затрат, отнесенных к выработанному системой за год холоду.

Для этого применен предложенный ранее В.С. Мартыновским [4] развернутый анализ эффективности термодинамических циклов на основе сопоставления рассматриваемого реального цикла установки с неким эталонным циклом. Таким циклом чаще всего выступает обратный обратимый цикл Карно, а также простейший теоретический цикл холодильной машины. Для оценки СКВ по предлагаемому методу во ВНИИХолодмаше было разработано 10 компьютерных программ и около 80 подпрограмм и, несмотря на то, что с момента публикации работы прошло более 25 лет, результаты, полученные в ней, на много лет опередили развитие техники, являются актуальными и должны быть использованы при создании новых холодильных систем. Известна теория функционально-стоимостного анализа, предлагающая в качестве критерия оптимизации совокупность необходимых затрат на проектирование, производство, включая первоначальные инвестиции и эксплуатацию СКВ за все время с момента начала проектирования до выведения из эксплуатации последней установки. Такой подход приводится в работе [5]. Однако практическое применение подобного метода имеет определенные трудности и может быть выполнено на уровне только экспертных оценок.

Также известен энтропийно-статистический метод анализа, позволяющий оценивать эффективность применения различных технических решений [6]. В работе [7] авторы оценили возрастание степени термодинамического совершенства холодильного цикла при применении «плавающего» давления конденсации. Однако, на наш взгляд, данный метод является разновидностью оценки эффективности ХС на основе анализа термодинамического совершенства холодильных циклов [1, 4].

Стандарты Союза немецких машиностроительных предприятий VDMA [8, 9] используют метод сравнения действительного термодинамического цикла установок с эталонным циклом и, как и в [1], в качестве такого цикла используют цикл Карно. В дополнение к такому анализу стандарты VDMA учитывают потери энергоэффективности, возникающие в любой реальной установке. Ими считаются потери энергии на транспортировку холодоносителей, а также потери, возникающие от разницы между скрытой и явной холодопроизводительностью. При создании стандартов авторы стремились максимально упростить предлагаемые методики и обеспечить их применяемость на практике.

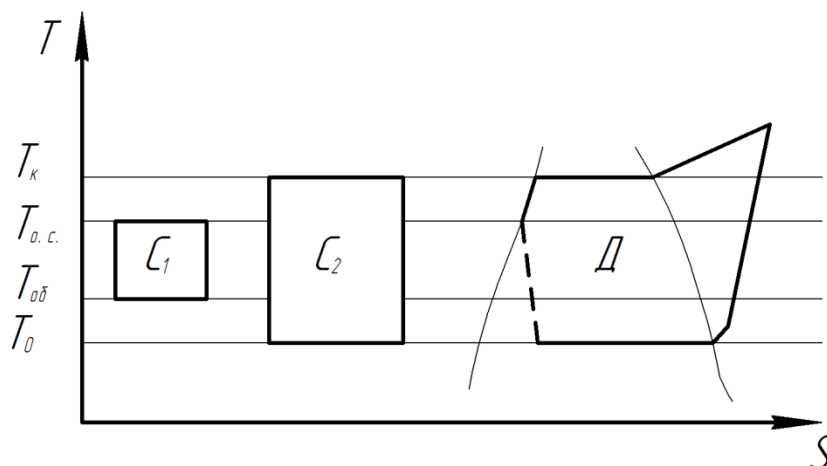
Несмотря на разнообразие методов оценки энергоэффективности, до сих пор отсутствуют методики, законодательно утвержденные и учитывающие специфические особенности мобильных СКВ, в том числе применяемых на железнодорожном транспорте. В частности стандарты VDMA [8, 9] не учитывают следующие обстоятельства:

1) в режиме теплового насоса (ТН) электрооттайка испарителей не используется в существующих железнодорожных СКВ. Системы комфортного кондиционирования проектируют таким образом, чтобы не допустить образование инея при работе установки в режиме холодильной машины (ХМ), а при работе СКВ в режиме теплового насоса используют оттайку кратковременным переключением направления течения хладагента в контуре или с помощью горячего пара фреона на выходе из компрессора, поступающего в оттаиваемый теплообменник по байпасному трубопроводу;

2) в современных транспортных СКВ в режиме ТН при низких температурах наружного воздуха имеет место комбинированный режим отопления, когда в дополнение к пароконденсационной холодильной машине для поддержания комфортной температуры в салоне используются электрокалориферы и водяные калориферы, получающие нагретую воду из системы жидкостного отопления, затраты энергии на дополнительные источники теплоты также необходимо учитывать;

3) в существующих методиках никак не учитываются затраты энергии дополнительными потребителями в реальных СКВ: подогрев картера компрессора, приводы заслонок наружного и рециркуляционного воздуха, дренажный кабель и т.п. Для корректной оценки ЭЭ транспортных СКВ такие затраты энергии должны быть учтены.

Таким образом, необходима адаптация существующих методов оценки ЭЭ к особенностям железнодорожных СКВ. Предлагаемая ниже методика также основана на сопоставлении действительных циклов парокомпрессионных холодильных машин с эталонным циклом Карно. Обозначения циклов заимствованы из [1], а их иерархия показана на рис. 1.



**Рис. 1. Последовательность рассмотрения циклов холодильной машины / теплового насоса**

На рис. 1. обозначены:  $C_1$  – обратный цикл Карно между температурами источников отведения / подвода теплоты  $T_{об}$  и  $T_{o.c.}$ ;  $C_2$  – обратный цикл Карно между температурами кипения / конденсации хладагента  $T_0$  и  $T_K$ ;  $D$  – действительный цикл парокомпрессионной ХМ, учитывающий перегрев на всасывании, переохлаждение в конденсаторе, неизоэнтропность процесса сжатия и т.д. В дальнейшем для упрощения представления сути методики будем рассматривать случай работы СКВ в режиме «охлаждение» с пояснениями к режиму ТН в случае необходимости.

Введем коэффициент, характеризующий энергетические потери, возникающие из-за наличия температурных напоров в теплообменных аппаратах установки, и обозначим его как  $\eta_{c1}$ . Он равен отношению холодильного коэффициента цикла  $C_2 \varepsilon_{c2}$  к холодильному коэффициенту цикла  $C_1$ :

$$\eta_{c1} = \frac{\varepsilon_{c2}}{\varepsilon_{c1}} \quad (1)$$

При работе СКВ в режиме ТН коэффициент  $\eta_{c1}$  будет равен отношению коэффициента преобразования цикла  $C_2$  к коэффициенту преобразования теоретического цикла  $C_1$ :  $\eta_{c1} = \varphi_{c2} / \varphi_{c1}$ .

Поскольку рассматриваются циклы Карно, холодильные коэффициенты могут быть определены следующими отношениями [3]:

$$\varepsilon_{c2} = \frac{T_0}{T_K - T_0} \quad \text{и} \quad \varepsilon_{c1} = \frac{T_{об}}{T_{o.c.} - T_{об}} \quad (2)$$

В случае теплового насоса коэффициенты преобразования циклов  $C_2$  и  $C_1$  определяются следующим образом:

$$\varphi_{c2} = \frac{T_K}{T_K - T_0} \quad \text{и} \quad \varphi_{c1} = \frac{T_{o.c.}}{T_{o.c.} - T_{об}} \quad (3)$$

В случае ТН  $T_{o.c.}$  является температурой воздуха в салоне транспортного средства, а  $T_{об}$  – температурой окружающей среды.

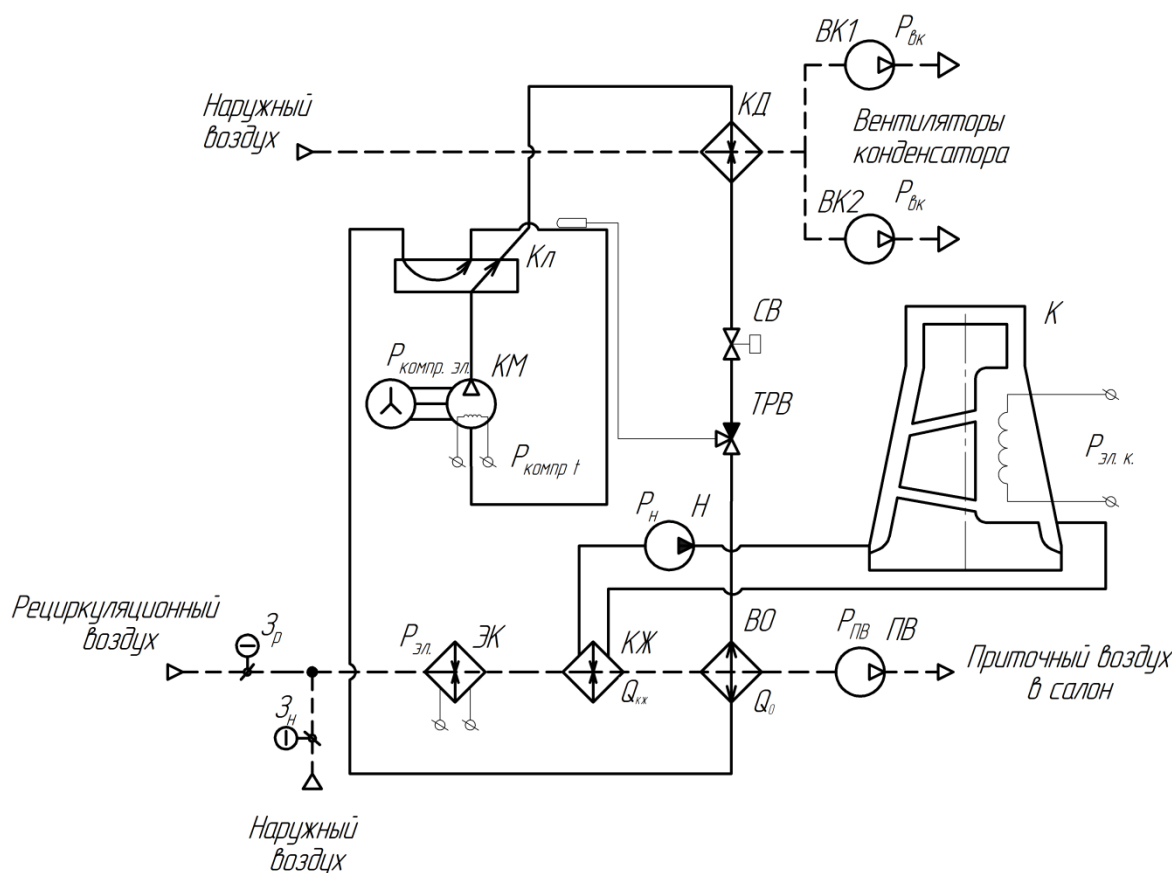
Небольшие температурные напоры в теплообменных аппаратах повышают значение  $\eta_{c1}$ . Однако, не во всех случаях оправдано применение малых температурных напоров, так как это приводит к увеличению площади

теплообменной поверхности или к необходимости увеличения коэффициента теплопередачи, что не всегда возможно, особенно на транспортных установках.

Введем коэффициент, характеризующий потери, возникающие при переходе цикла Карно, учитывающего потери от внешней необратимости теплообмена, к действительному холодильному циклу. Коэффициент  $\eta_\delta$  равен отношению холодильного коэффициента действительного цикла  $\varepsilon_\delta$  к холодильному коэффициенту цикла  $C_2$ :

$$\eta_\delta = \frac{\varepsilon_\delta}{\varepsilon_{c2}} \quad (4)$$

В случае работы СКВ в режиме «тепловой насос» показатель  $\eta_\delta$  равен  $\eta_\delta = \varphi_\delta / \varphi_{c2}$ , где  $\varphi_\delta$  – коэффициент преобразования действительного цикла. Далее необходимо оценить специфические потери энергии, возникающие в транспортной СКВ. Обобщенная пневмогидравлическая схема климатической установки пассажирского вагона, оборудованного реверсивным кондиционером с ТН и системой жидкостного отопления, приведена на рис. 2.



**Рис. 2. Принципиальная схема СКВ пассажирского вагона с парокompрессионным реверсивным кондиционером**

На рис. 2 обозначены: КМ – компрессор, Кл – четырехходовой клапан, КД – теплообменник наружного блока (конденсатор в режиме ХМ), ВО – теплообменник обработки приточного воздуха (испаритель в режиме ХМ), ТРВ – терморегулирующий вентиль, СВ – соленоидный вентиль, КЖ – калорифер жидкостный, ЭК – калорифер электрический (встроен в состав кондиционера, напряжение питания 110 В постоянного тока), Н – циркуляционный насос системы жидкостного отопления, ПВ – приточный вентилятор, BK1, BK2 – вентиляторы конденсаторов, Зн, Зр – заслонки наружного и рециркуляционного воздуха с электроприводом, К – котел системы жидкостного отопления.

Как видно из рис. 2. структура энергопотребления транспортной СКВ существенно отличается от энергопотребления обычного кондиционера. Необходимо ввести показатель, характеризующий долю затрат электрической энергии на выработку тепла / холода парокompрессионной холодильной машиной по отношению к общему энергопотреблению СКВ –  $\eta_{ээ}$ . Затраты энергии на выработку тепла / холода парокompрессионной ХМ будут характеризоваться энергопотреблением компрессора  $P_{компр. полн.}$ . В него помимо собственно потребления

электрической энергии компрессором  $P_{\text{компр. эл.}}$  необходимо включить энергопотребление подогревателя картера  $P_{\text{компр.т}}$ , маслоперекачивающих насосов и маслоподогревателей при наличии. Суммарное энергопотребление СКВ в режиме холодильной машины

$$P_{\Sigma} = P_{\text{компр. эл.}} + P_{\text{ПВ}} + P_{\text{БК}} + \sum P_{\text{сл}}, \quad (5)$$

где:  $P_{\text{БК}}$  – потребление энергии вентиляторами конденсаторов, кВт;  $P_{\text{ПВ}}$  – потребление энергии приточным вентилятором, кВт;  $\sum P_{\text{сл}}$  – служебное энергопотребление СКВ, кВт. В него включен расход электроэнергии приводами заслонок наружного и рециркуляционного воздуха, катушками соленоидных вентилей, дренажным кабелем. В случае отсутствия данных по таким энергозатратам СКВ, можно принимать  $\sum P_{\text{сл}} = 0,3$  кВт.

Коэффициент  $\eta_{\text{ээ}}$  является отношением электрической энергии, потребляемой компрессором, к суммарному энергопотреблению СКВ:

$$\eta_{\text{ээ}} = \frac{P_{\text{компр.полн.}}}{P_{\Sigma}} \quad (6)$$

Для режима работы ХМ  $P_{\text{компр.полн.}} = P_{\text{компр.эл.}}$ .

В режиме ТН выражение (5) запишется следующим образом:

$$P_{\Sigma} = P_{\text{компр.полн.}} + P_{\text{ПВ}} + P_{\text{БК}} + \sum P_{\text{сл}} + P_{\text{эл.к.}} + P_{\text{н}}, \text{ кВт}, \quad (7)$$

где:  $P_{\text{компр.полн.}} = P_{\text{компр.эл.}} + P_{\text{компр.т}}$  – полное энергопотребление компрессора, кВт, учитывающее расход энергии на подогрев картера компрессора  $P_{\text{компр.т}}$ .

Выражение (7) описывает потребление энергии СКВ при работе в комбинированном режиме «тепловой насос + высоковольтное отопление». Мощность подогревателей высоковольтного отопления учтена в  $P_{\text{эл.к.}}$ , кВт, электрическая мощность циркуляционного насоса системы жидкостного отопления учтена в  $P_{\text{н}}$ , кВт. В случае, если для отопления вагона дополнительные источники теплоты не требуются, слагаемые  $P_{\text{эл.к.}}$  и  $P_{\text{н}}$  принимаются равными нулю.

Для полного учета потерь энергии, возникающих в транспортном кондиционере, необходимо ввести показатель, характеризующий отношение «генерируемой» холодопроизводительности  $Q_0$  к количеству холода, дошедшему до потребителей, т.н. «явной холодопроизводительности»  $Q_0^p$ . Наиболее существенные потери холода возникают в случае установки двигателя приточного вентилятора непосредственно в тракте приточного воздуха. В случае теплового насоса теплоприток от приточного вентилятора, наоборот, окажет положительное влияние и увеличит теплопроизводительность реверсивного кондиционера.

Обозначим новый коэффициент как  $\eta_{Q_0}$ . Для режима ХМ он будет описываться отношением:

$$\eta_{Q_0} = \frac{Q_0^p}{Q_0} = \frac{Q_0 - P_{\text{ПВ}}}{Q_0} \quad (8)$$

Для режима ТН выражение (8) запишется следующим образом:

$$\eta_{Q_0} = \frac{Q_{\text{ТН}}^p}{Q_{\text{ТН}}} = \frac{Q_{\text{ТН}} + P_{\text{ПВ}}}{Q_{\text{ТН}}}, \quad (9)$$

где  $Q_{\text{ТН}}$  – тепловыделение парокompрессионной холодильной машины в режиме «тепловой насос», кВт.

В случае комбинированной работы «ТН + высоковольтное электрическое отопление (ВВО)» появляется дополнительный теплоприток жидкостного калорифера КЖ, который также необходимо учитывать:

$$\eta_{Q_0} = \frac{Q_{ТН} + P_{ПВ} + Q_{КЖ}}{Q_{ТН} + P_{эл.к.} + P_n}, \quad (10)$$

где  $Q_{КЖ}$  – тепловыделение жидкостного калорифера КЖ, кВт.

В случае отсутствия надежных данных по потерям энергии на участке "нагреватели ВВО – КЖ" рекомендуется принимать  $Q_{КЖ} = 0,9 \cdot P_{эл.к.}$ .

Таким образом, общий уровень энергоэффективности установки  $\eta_{общ}$  определится как произведение описанных выше коэффициентов:

$$\eta_{общ} = \eta_{c1} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{\varepsilon} \cdot \eta_{Q_0} \quad (11)$$

В результате преобразования формул 1 ÷ 11 получим:

- для режима холодильной машины:

$$\eta_{общ} = \frac{T_{o.c.} - T_{об}}{T_{об}} \cdot \frac{Q_0^p}{P_{\Sigma}} \quad (12)$$

- для режима «тепловой насос»:

$$\eta_{общ} = \frac{Q_{ТН}^p}{P_{\Sigma}} \cdot \frac{T_{o.c.} - T_{об}}{T_{o.c.}} \quad (13)$$

Формула (13) не применима в случае комбинированного режима работы «ТН + ВВО». В этом случае целесообразнее рассчитывать значения коэффициентов, входящих в формулу (11), индивидуально.

По формулам 1 ÷ 11 была определена общая энергоэффективность кондиционера для пасса-жирских вагонов КАТ2-4 (номинальная производительность для режима «охлаждение» составляет 28 кВт по холоду, по теплу 20 кВт в режиме ТН [10]), выпускаемого компанией ООО «Докон СПб», и энергетическая эффективность СКВ МАБ-II, которая широко применялась на купейных вагонах модели 47К, поставлявшихся на наши железные дороги из Германии. Расчет проводился при следующих условиях: для режима ХМ при температурах в салоне  $T_{об} = 22$  °С, температуре наружного воздуха  $T_{oc} = 32$  °С, температурах кипения / конденсации  $T_0 = 5$  °С,  $T_k = 60$  °С; для режима ТН в комбинации с высоковольтным электроотоплением при  $T_{o.c.} (T_{сал}) = 22$  °С,  $T_{об} = -10$  °С (в данном случае это температура окружающего вагон воздуха),  $T_0 = -20$  °С,  $T_k = 40$  °С. Перегрев на всасывании компрессора принимался равным 7 К, переохлаждение в конденсаторе 3 К. Для СКВ МАБ-II расчет для режима «отопление» не проводился. Полученные значения коэффициентов ЭЭ указаны в табл. 1. Также в таблице 1 в столбце « $\eta_{ges}$ » указаны значения общей энергоэффективности, рассчитанные по стандартам VDMA 24247 и VDMA 24248.

Таблица 1

**Значения коэффициентов энергетической эффективности**

Режим	$\eta_{c1}$	$\eta_{\delta}$	$\eta_{\varepsilon}$	$\eta_{Q_0}$	$\eta_{общ}$	$\eta_{ges}$
КАТ2-4 ХМ	0,136	0,656	0,648	0,939	0,054	0,054
КАТ2-4 ТН	0,566	0,741	0,248	1,004	0,104	0,167
МАБ-II	0,136	0,585	0,726	0,936	0,054	0,055

Обращает на себя внимание сходимость значений общей энергоэффективности для режима ХМ, рассчитанных по предлагаемой методике и стандарту [4]. Это связано с тем, что в исследованных установках не применяется электрооттайка, а служебное энергопотребление  $\sum P_{сл}$  составляет малую часть от суммарного энергопотребления СКВ. Также интересно рассмотреть влияние конструктивных элементов СКВ на энергоэффективность установки, выражающееся в значениях  $\eta_o$ : из-за применения поршневого компрессора с низким адиабатным к.п.д. минимальное значение этого показателя у СКВ МАБ-II.

Сокращение температурных напоров, приводящее к уменьшению необратимых потерь, обеспечивает высокие значения коэффициента  $\eta_{c1}$  (режим ТН кондиционера КАТ2-4), что влияет на значение общей энергетической эффективности данного режима. Однако, на сегодняшний день не существует нормированных значений коэффициентов энергетической эффективности. Очевидна необходимость при создании новых СКВ для подвижного состава стремиться к более высоким значениям коэффициентов ЭЭ.

Расчет  $\eta_{общ}$  системы кондиционирования воздуха необходимо проводить для режимов «охлаждение» и «обогрев». Результаты будут меняться в зависимости от выбранных условий: температур в салоне кондиционируемого объекта, окружающей среды, выбранных температурных напоров в теплообменных аппаратах. Необходимо при расчете транспортных СКВ по методикам [1,4,5] и изложенной выше задаваться условиями, принятыми в качестве расчетных [11]:  $t_{об} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ , относительная влажность  $\varphi_{отн} = 70 \text{ \%}$  или  $t_{об} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_{отн} = 30 \text{ \%}$ . Температурные напоры «фреон – воздух» при расчете для режима «охлаждение» принимались равными 27К (см. расчет в табл.1). Однако, как упоминалось выше, необходимо стремиться к низким значениям температурных напоров в ТА. Для режима «обогрев» при возможности транспортной СКВ работать в комбинированном режиме отопления целесообразно выполнять расчет для этого режима, а также для режима работы СКВ «тепловой насос» без электроотопления.

Подобные исследования помогут получить объективные данные по исследуемой установке. Авторы надеются, что предлагаемая выше методика окажется полезной при оценке свойств существующих и проектируемых климатических установок, применяемых на подвижном составе железных дорог, и поможет сделать выбор в пользу энергоэффективной климатической системы.

## Литература

1. Быков А.В., Калнинь И.М., Крузе А.С. Холодильные машины и тепловые насосы (повышение эффективности). – М.: Агропромиздат, 1988. – 287 с.
2. Немировская В.В. Повышение эффективности автомобильных установок кондиционирования воздуха путем подбора оптимального состава оборудования : дис. ...канд. техн. наук : 05.04.03 / Немировская Виктория Владимировна .Л.: ЛТИХП, 1985. 248 с
3. Тимофеевский Л.С., Бараненко А.В., Бухарин Н.Н., Пекарев В.И. Холодильные машины: Учебник для студентов вузов. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.
4. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики теплотрансформаторов. –М.: Энергия, 1979. 285 с.
5. Крик Э. Введение в инженерное дело. – М.: Энергия, 1970. – 176 с.
6. Архаров А.М., Шишов В.В. Энтропийно-статистический анализ распределения затрат энергии на компенсацию необратимости рабочих процессов систем кондиционирования // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2013. № 2. С. 84–96.
7. Талызин М.С., Шишов В.В. Практическое применение энтропийно-статистического метода анализа (ЭСМА) холодильных циклов // Holodonline – промышленный портал о холодильной технике и оборудовании – 27.06.2016 –Режим доступа: <http://www.holodonline.com/article/prakticheskoe-primenenie-entropiyno-statisticheskogo-metoda-analiza-esma-kholodilnykh-tsiklov/>
8. Arnemann, M. Energy Efficiency of Refrigeration Systems // Materials of International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University. 2012. Paper 1356. P. 1–10
9. VDMA 24248 Energy Efficiency of Electrically Powered Heat Pumps – Coefficients of Energy Efficiency and Their Definition [Электронный ресурс] // 27.06.2016 – Режим доступа: [http://www.biv-kaelte.de/fileadmin/user\\_upload/BIV-Newsletter\\_ab\\_11\\_2013/04\\_VDMA.pdf](http://www.biv-kaelte.de/fileadmin/user_upload/BIV-Newsletter_ab_11_2013/04_VDMA.pdf)
10. Емельянов А.Л., Козин В.М., Царь В.В. Энергосберегающие системы вентиляции и кондиционирования пассажирских вагонов // Транспорт Российской Федерации. 2010. № 4 (29). С. 54–57
11. Резников А.Г., Шустер А.А. Проблемы создания систем кондиционирования воздуха в пассажирских вагонах локомотивной тяги // Тяжелое машиностроение. 2003. №1. С. 21–23

### References

1. A.V. bulls, Kalnin I.M., Cruz A.S. Refrigerators and thermal pumps (increase in efficiency).– М.: Agropromizdat, 1988. – 287 p.
2. Nemirovskaya V.V. Increase in efficiency of automobile installations of air conditioning by selection of optimum structure of the equipment: yew. ... Cand.Tech.Sci.: 05.04.03 / Nemirovskaya Victoria Vladimirovna. L.: LTIHP, 1985. 248 with
3. Timofeevsky L. S., Baranenko A. V., Bukharin N. N., Pekarev V. I. Refrigerators: The textbook for students of technical colleges. – SPb.: Polyequipment, 2006. – 944 p.
4. Martynovsky V.S. Cycles, schemes and characteristics of heattransformers. – М.: Energy, 1979. 285 p.
5. Shout E. Introduction to engineering. – М.: Energy, 1970. – 176 p.
6. Arkharov A. M., Shishov of V. V. Entropiyno – the statistical analysis of allocation of costs of energy on compensation of irreversibility of working processes of air conditioning systems // *the Bulletin of MSTU of N. E. Bauman. It is gray. «Mechanical engineering»*. 2013. No. 2. P. 84–96.
7. Talyzin M.S., Shishov V.V. Practical application of the entropy-a statistical method of the analysis (ESMA) of refrigerating cycles//Holodonline – the industrial portal about the refrigerating machinery and equipment – 6/27/2016 – the access Mode: <http://www.holodonline.com/article/prakticheskoe-primenenie-entropiyno-statisticheskogo-metoda-analiza-esma-kholodilnykh-tsiklov/>
8. Arnemann, M. Energy Efficiency of Refrigeration Systems//Materials of International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University. 2012. Paper 1356. P. 1–10
9. VDMA 24248 Energy Efficiency of Electrically Powered Heat Pumps – Coefficients of Energy Efficiency and Their Definition [An electronic resource]//6/27/2016 – Access mode: [http://www.biv-kaelte.de/fileadmin/user\\_upload/BIV-Newsletter\\_ab\\_11\\_2013/04\\_VDMA.pdf](http://www.biv-kaelte.de/fileadmin/user_upload/BIV-Newsletter_ab_11_2013/04_VDMA.pdf)
10. Yemelyanov A.L., Kozin V.M., Tsar V.V. Energy saving systems of ventilation and conditioning of cars // *Transport of the Russian Federation*. 2010. No. 4 (29). P. 54–57.
11. Reznikov A.G., Schuster A.A. Problems of creation of air conditioning systems in cars of locomotive draft // *Heavy mechanical engineering*. 2003. No. 1. P. 21–23.

Статья поступила в редакцию 06.07.2016 г.