УДК 621.56

# Эксергетический анализ парокомпрессионной холодильной установки при изменяющихся условиях эксплуатации

*Канд. техн. наук* **А. А. МАЛЫШЕВ**<sup>1</sup>, *канд. техн. наук* **О. С. МАЛИНИНА**<sup>2</sup>, **В. Е. ИГНАТЬЕВ**<sup>3</sup> <sup>1</sup>malyshev46@list.ru, <sup>2</sup>osmalinina@itmo.ru, <sup>3</sup>ignatiev.vitaliy19@mail.ru

Университет ИТМО

Выполнен эксергетический анализ парокомпрессионной холодильной установки при изменяющихся климатических параметрах и параметрах системы. Анализ производился для климатических условий Северо-Западного региона России. Установлены зависимости между эксергетическими КПД как отдельных элементов, так и всей системы в целом. Выявлено влияние изменения температуры кипения на эффективность холодильной установки. Установлено, что изменение температуры кипения с –13 до –7 °С приводит к изменению эксергетического КПД системы на 10 %. Наблюдается повышение эффективности испарителя при повышении температуры окружающей среды. Определены эксергетические КПД компрессора, конденсатора, испарителя, а также установки в целом. Полученные результаты могут быть применены для дальнейшего анализа холодильных установок с дальнейшим повышением их эффективности.

Ключевые слова: холодильная установка, эксергетический анализ, температура кипения, температура конденсации, эксергетический КПД.

#### Информация о статье:

Поступила в редакцию 20.06.2024, одобрена после рецензирования 26.07.2024, принята к печати 05.08.2024 DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-4-25-31

#### Язык статьи — русский

### Для цитирования:

*Малышев А. А., Малинина О. С., Игнатьев В. Е.* Эксергетический анализ парокомпрессионной холодильной установки при изменяющихся условиях эксплуатации. // Вестник Международной академии холода. 2024. № 4. С. 25–31. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-4-25-31

## Exergy analysis of a vapor compression refrigeration unit under variable operating conditions

## Ph. D. A. A. MALYSHEV<sup>1</sup>, Ph. D. O. S. MALININA<sup>2</sup>, V. E. IGNATIEV<sup>3</sup>

<sup>1</sup>malyshev46@list.ru, <sup>2</sup>osmalinina@itmo.ru, <sup>3</sup>ignatiev. vitaliy19@mail.ru

ITMO University

An exergy analysis of a vapor compression refrigeration unit was performed under changing climatic and system parameters. The analysis was carried out for the climatic conditions of the North-Western region of Russia. The relationships between exergy efficiency were established both for the individual elements and the entire system. The influence of changes in boiling temperature on the efficiency of the refrigeration unit was revealed. It was established that a change in boiling temperature from -13 to -7 °C leads to a change in the exergy efficiency of the system by 10 %. An increase in evaporator efficiency is observed as the ambient temperature increases. Exergy efficiency was determined for the compressor, condenser, evaporator, and the unit as a whole. The results obtained can be used for further analysis of refrigeration units to increase their efficiency.

Keywords: refrigeration unit, exergy analysis, boiling point, condensation temperature, exergy efficiency.

#### Article info:

Received 20/06/2024, approved after reviewing 26/07/2024, accepted 05/08/2024 DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-4-25-31 Article in Russian **For citation:** Malyshev A. A., Malinina O. S., Ignatiev V. E.. Exergy analysis of a vapor compression refrigeration unit under variable operating conditions. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2024. No 4. p. 25-31. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-4-25-31

#### Введение

Повышение энергетической эффективности холодильной техники — является важной составляющей решения глобальной проблемы энергосбережения.

Термодинамический анализ холодильных установок позволяет определить основные направления повышения энергоэффективности с учетом изменяющихся условий эксплуатации и внешних условий.

В настоящее время все более широкое применение находят методы оценки эффективности на основе эксергии [1, 2, 4, 6, 7].

Преимуществом эксергетического метода является возможность оценить работоспособность отдельного элемента без предварительного анализа работоспособности установки в целом, при чем работоспособность оценивается по отношению к параметрам окружающей среды ( $p_o, T_{oxp}$ ).

При эксергетическом подходе каждый элемент рассматривается как самостоятельная термодинамическая система, причем система неизолированная, поскольку через элемент протекает рабочее тело, которое обменивается энергией с остальными частями установки или с окружающей средой.

На данный момент направление, связанное с эксергетическим анализом, все больше используется для оценки эффективности системы [8]-[10].

В качестве подхода для эксергетического анализа холодильной машины рассматривается дифференциально-эксергетический метод, применяемый до этого, в основном, в теплофикационных установках. Развитие данного метода проглядывается в работах [1, 2, 5].

В качестве критериев эффективности приняты эксергетические КПД системы и ее отдельных элементов, связанных структурной схемой функционирующих частей [12]-[14].

Целью работы является проведение комплексного эксергетического анализа парокомпрессионной холодильной машины при различных параметрах внешней среды и температуры кипения рабочего вещества.

Для проведения анализа принимаются исходные данные:

— холодопроизводительность:  $Q_0 = 10 \text{ кBt};$ 

— температура конденсации  $t_{\kappa}$ =30 °С;

— температура рассола на входе в испаритель и на выходе:  $t_{s1} = -3$  °С и  $t_{s2} = -6$  °С;



h, кДж/кг



— температура охлаждающей воды на входе в конденсатор:  $t_{w1} = 25$  °C ;

— температуры кипения хладагента в испарителе приняты:  $t_{o1} = -7$  °С и  $t_{o2} = -13$  °С;

— температура окружающей среды изменялась в диапазоне:  $t_{oxp} = (-5 \div 20)$  °C;

— рабочее вещество R134a [3];

— хладоноситель 27,4% этиленгликоль.

В ходе анализа определялось влияние температуры окружающей среды и температуры кипения хладагента на эксергетические характеристики холодильной машины и ее отдельных элементов.

На рис. 1. представлен цикл парокомпрессионной холодильной машины.

Для анализа полученных в ходе расчетов значений эксергии, был применен дифференциально-эксергетический метод оценки эффективности. Суть метода заключается в разделении всей системы на отдельные подсистемы: 0 — источник питания; 1 — компрессор; 2 — конденсатор; 3 — испаритель и терморегулирующий вентиль. При этом учитывается величина эксергетических связей между ними.

Для дальнейшего анализа была построена структурная схема холодильной машины (рис. 2). На основе структурной схемы определяются величины взаимосвязей между элементами. Применение таких структурных схем отражено в работе [1]. В холодильной машине, помимо выработки холода, может также отпускаться тепло в конденсаторе, которое может идти на технологические нужды.

Поэтому в холодильной установке может вырабатываться два вида энергии, которые можно назвать теплоэксергией и хладоэксергией и определить с помощью следующих выражений.

Эксергетическое КПД по отпуску теплоэксергии:

$$\eta_{2T} = \frac{\beta_o}{\beta_2} = n_1 \cdot n_2 \cdot a_s \cdot a_n, \qquad (1)$$

где  $\beta_k$  — величина, характеризующая затраты энергии на отпускаемую эксергию;

*a<sub>s</sub>* = 0,8 — коэффициент, учитывающий технологические взаимосвязи между элементами;

 $a_n = 1,07$  — коэффициент внутри циклового возврата потерь.

Эксергетическое КПД по отпуску хладоэксергии:

$$\eta_{3x} = \frac{\beta_o}{\beta_2} = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \cdot a_s \cdot a_n \cdot$$
(2)



Puc. 2. Эксергетическая структурная схема холодильной установки Fig. 2. Exergy block diagram of a refrigeration unit

## Таблица 1

## Результаты анализа влияния температуры окружающей среды на эффективность элементов холодильной установки

Table 1

## Analysis of the influence of ambient temperature on the efficiency of refrigeration unit elements

Наименование	Значение										
Температура окружающей среды $t_{okp}$ , °С	-5,0	-2,5	0,0	2,5	5,0	7,5	10,0	12,5	15,0	17,5	20,0
Температура конденсации $t_{\rm R}$ , °С	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Температура кипения $t_{o1}$ , °С	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7
Температура кипения t <sub>о2</sub> , °С	-13	-13	-13	-13	-13	-13	-13	-13	-13	-13	-13
Холодопроизводительность Q <sub>o</sub> , кВт	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Теплопроизводительность $Q_{\kappa}$ , кВт при $t_{o1}$	12,20	12,20	12,20	12,20	12,20	12,20	12,20	12,20	12,20	12,20	12,20
Теплопроизводительность $Q_{\kappa}$ , кВт при $t_{o2}$	12,35	12,35	12,35	12,35	12,35	12,35	12,35	12,35	12,35	12,35	12,35
Мощность компрессора N <sub>эл</sub> , кВт	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{w1}$ , °C	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
Компрессор											
Изменение удельной эксергии потока хладагента при $t_{o1}$ , кВт $\Delta e x_{\rm KM} = (h_2 - h_1) - T_{\rm ord}(S_2 - S_1)$	28,06	28,00	27,93	27,86	27,79	27,73	27,66	27,59	27,52	27,46	27,39
Изменение удельной эксергии потока хладагента при $t_{o2}$ , кВт $\Delta ex = (h_0 - h_0) - T \cdot (S_0 - S_0)$	31,98	31,93	31,89	31,84	31,80	31,75	31,71	31,66	31,62	31,57	31,53
Изменение эксергии потока хладагента при $t_{o1}$ , кДж/кг $\Delta E x_{ww} = G_a \cdot \Delta e x_{ww}$	1,75	1,75	1,74	1,74	1,73	1,73	1,72	1,72	1,72	1,71	1,71
Изменение эксергии потока хладагента при $t_{a2}$ , кВт $\Delta E x_{xy} = G_a \cdot \Delta e x_{yy}$	2,04	2,04	2,03	2,03	2,03	2,02	2,02	2,02	2,02	2,01	2,01
Потери эксергии в компрессоре при $t_{o1}$ , кВт $Ex_{\kappa m} = N_{sn} - \Delta Ex_{\kappa m}$	2,75	2,75	2,76	2,76	2,77	2,77	2,78	2,78	2,78	2,79	2,79
Потери эксергии в компрессоре при $t_{o2}$ , кВт $Ex_{\rm KM} = N_{_{23}} - \Delta Ex_{\rm KM}$	2,46	2,46	2,47	2,47	2,47	2,48	2,48	2,48	2,48	2,49	2,49
Эксергетический К. П. Д. компрессора $\eta_{_{\rm KM}} = \Delta E x_{_{\rm KM}} / N_{_{\scriptscriptstyle 9\pi}}$ при $t_{_{o1}}$	0,389	0,388	0,387	0,386	0,385	0,384	0,383	0,382	0,381	0,380	0,379
Эксергетический К. П. Д. компрессора $\eta_{\kappa m} = \Delta E x_{\kappa m} / N_{_{9\pi}}$ при $t_{_{o2}}$	0,453	0,453	0,452	0,451	0,451	0,450	0,449	0,449	0,448	0,447	0,447
			Конденс	атор							
Массовый расход воды в конденсаторе при $t_{o1}$ , кг/с $G_w = Q_{\kappa} / c_w (T_{w2} - T_{w1})$	0,582	0,582	0,582	0,582	0,582	0,582	0,582	0,582	0,582	0,582	0,582
Массовый расход воды в конденсаторе при $t_{o2}$ , кг/с $G_w = Q_\kappa / c_w (T_{w2} - T_{w1})$	0,589	0,589	0,589	0,589	0,589	0,589	0,589	0,589	0,589	0,589	0,589
Изменение удельной эксергии потока охлаждающей воды, кДж/кг $\Delta e x_w = c_w (T_{w2} - T_{w1}) - T_{\text{окр}} \ln(T_{w2} / T_{w1})$	2,27	2,09	1,92	1,74	1,57	1,39	1,22	1,05	0,87	0,70	0,52
Изменение эксергии потока охлаждаю- щей воды при $t_{o1}$ , кВт $\Delta E x_w = G_w \Delta e x_w$	1,319	1,218	1,116	1,015	0,913	0,812	0,710	0,609	0,507	0,406	0,304
Изменение эксергии потока охлаждаю- щей воды при $t_{o2}$ , кВт $\Delta E x_w = G_w \cdot \Delta e x_w$	1,335	1,232	1,130	1,027	0,924	0,821	0,719	0,616	0,513	0,411	0,308
Изменение удельной эксергии потока хладагента при $t_{o1}$ , кДж/кг $\Delta e x_{\kappa\pi} = (h_{4'} - h_2) - T_{o\kappap}(S_{4'} - S_2)$	-24,18	-22,58	-20,98	-19,38	-17,78	-16,18	-14,58	-12,98	-11,38	-9,78	-8,18
Изменение удельной эксергии потока хладагента при $t_{o2}$ , кДж/кг $\Delta e x_{\rm R,g} = (h_{4'} - h_2) - T_{\rm orcp}(S_{4'} - S_2)$	-23,42	-21,83	-20,25	-18,66	-17,07	-15,48	-13,90	-12,31	-10,72	-9,13	-7,54
Изменение эксергии потока хладагента при $t_{o1}$ , кВт $\Delta E x_w = G_w \cdot \Delta e x_w$	-1,51	-1,41	-1,31	-1,21	-1,11	-1,01	-0,91	-0,81	-0,71	-0,61	-0,51

Продолжение таблицы 1

Наименование	Значение										
Изменение эксергии потока хладагента при $t_{o2}$ , кВт $\Delta E x_w = G_w \cdot \Delta e x_w$	-1,49	-1,39	-1,29	-1,19	-1,09	-0,99	-0,89	-0,78	-0,68	-0,58	-0,48
Потери эксергии в конденсаторе при $t_{o1}$ , кВт $DEx_{\kappa \pi} =  \Delta Ex_{\kappa \pi}  - \Delta Ex_w$	0,188	0,190	0,192	0,193	0,195	0,197	0,199	0,200	0,202	0,204	0,206
Потери эксергии в конденсаторе при $t_{o2}$ , кВт $DEx_{\kappa q} =  \Delta Ex_{\kappa q}  - \Delta Ex_w$	0,159	0,160	0,161	0,163	0,164	0,166	0,167	0,169	0,170	0,172	0,173
Эксергетический К. П. Д. конденсатора при $t_{o1}$ : $\eta_{\kappa\pi} = \Delta E x_w /  \Delta E x_{\kappa\pi} $	0,875	0,865	0,853	0,840	0,824	0,805	0,781	0,752	0,715	0,665	0,597
Эксергетический К. П. Д. конденсатора при $t_{o2}$ : $\eta_{\text{кд}} = \Delta E x_w /  \Delta E x_{\text{кg}} $	0,894	0,885	0,875	0,863	0,849	0,832	0,811	0,785	0,751	0,705	0,640
Терморегулирующий вентиль											
Изменение удельной эксергии потока хладагента при $t_{o1}$ , кДж/кг $\Delta e x_{p_B} = (h_5 - h_{4'}) - T_{oxp}(S_5 - S_{4'})$	-2,68	-2,71	-2,73	-2,76	-2,78	-2,81	-2,83	-2,86	-2,88	-2,91	-2,93
Изменение удельной эксергии потока хладагента при $t_{o2}$ , кДж/кг $\Delta e x_{pa} = (h_5 - h_{4'}) - T_{oxp}(S_5 - S_{4'})$	-5,36	-5,41	-5,46	-5,51	-5,56	-5,61	-5,66	-5,71	-5,76	-5,81	-5,86
Изменение эксергии потока хладагента при $t_{o1}$ , кВт $\Delta E x_{pn} = G_a \Delta e x_{pn}$	-0,167	-0,169	-0,170	-0,172	-0,173	-0,175	-0,176	-0,178	-0,180	-0,181	-0,183
Изменение эксергии потока хладагента при $t_{o2}$ , кВт $\Delta E x_{ps} = G_a \Delta e x_{ps}$	-0,48	-0,49	- 0,49	- 0,49	-0,50	-0,50	-0,51	-0,51	-0,52	-0,52	-0,53
Потери эксергии при $t_{o1}$ , кВт $DEx_{pn} =  \Delta Ex_{pn} $	-0,371	-0,374	-0,378	-0,381	-0,385	-0,388	-0,391	-0,395	-0,398	-0,402	-0,405
Потери эксергии при $t_{o2}$ , кВт $DEx_{pn} =  \Delta Ex_{pn} $	0,371	0,374	-0,378	-0,381	-0,385	-0,388	-0,391	-0,395	-0,398	-0,402	-0,405
Испаритель											
Массовый расход рассола в испарителе кг/с $G_s = Q_u / c_s \cdot (T_{s1} - T_{s2})$	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92
Изменение удельной эксергии потока рассола к Дж/к г $\Delta Ex_{\rm ofint}=N_{_{\rm эл}}+\Delta Ex_w$	-0,020	0,081	0,182	0,284	0,385	0,486	0,587	0,689	0,790	0,891	0,992
Изменение эксергии потока рассола при $t_{o1}$ , кВт $\Delta E x_s = G_s \Delta e x_s$	-0,019	0,075	0,168	0,261	0,354	0,447	0,540	0,633	0,726	0,819	0,913
Изменение эксергии потока рассола при $t_{o2}$ , кВт $\Delta E x_s = G_s \Delta e x_s$	-0,01	0,07	0,13	0,20	0,36	0,40	0,60	0,63	0,77	0,82	0,88
Изменение удельной эксергии потока хладагента при $t_{o1}$ , кДж/кг $\Delta e x_{\mu} = (h_1 - h_5) - T_{okp}(S_1 - S_5)$	-1,20	-2,71	-4,22	-5,73	-7,23	-8,74	-10,25	-11,76	-13,26	-14,77	-16,28
Изменение удельной эксергии потока хладагента при $t_{o2}$ , кДж/кг $\Delta e x_{\mu} = (h_1 - h_5) - T_{oxp}(S_1 - S_5)$	-3,20	-4,69	-6,18	-7,67	-9,17	-10,66	-12,15	-13,64	-15,14	-16,63	-18,12
Изменение эксергии потока хладагента при $t_{o1}$ , кВт $\Delta E x_{\mu} = G_a \Delta e x_{\mu}$	-0,08	-0,17	-0,26	-0,36	-0,45	-0,54	-0,64	-0,73	-0,83	-0,92	-1,01
Изменение эксергии потока хладагента при $t_{o2}$ , кВт $\Delta E x_{\mu} = G_a \Delta e x_{\mu}$	-0,22	-0,32	-0,43	-0,53	-0,63	-0,74	-0,84	-0,94	-1,05	-1,15	-1,25
Потери эксергии в испарителе при $t_{o1}$ , кВт $DEx_{\mu} =  \Delta Ex_s  - \Delta Ex_{\mu}$	0,09	0,24	0,43	0,62	0,80	0,99	1,18	1,37	1,55	1,74	1,93
Потери эксергии в испарителе при $t_{o2}$ , кВт $DEx_{\mu} =  \Delta Ex_s  - \Delta Ex_{\mu}$	0,24	0,40	0,60	0,79	0,99	1,18	1,38	1,58	1,77	1,97	2,17
Эксергетический К. П.Д. испарителя при $t_{o1}$ $\eta_{\mu} =  \Delta E x_s  /  \Delta E x_{\mu} $	0,25	0,44	0,64	0,73	0,78	0,82	0,85	0,86	0,88	0,89	0,90
Эксергетический К.П.Д. испарителя при $t_{o2}$ $\eta_{\mu} =  \Delta E x_s  /  \Delta E x_{\mu} $	0,08	0,23	0,39	0,49	0,56	0,61	0,64	0,67	0,69	0,71	0,73

										,	
Значение											
Общие показатели											
0,291	0,287	0,283	0,278	0,272	0,265	0,256	0,246	0,233	0,217	0,194	
0,347	0,343	0,338	0,333	0,327	0,320	0,312	0,301	0,288	0,270	0,245	
0,072	0,127	0,180	0,203	0,213	0,217	0,217	0,213	0,205	0,193	0,174	
0,029	0,079	0,133	0,164	0,183	0,194	0,201	0,202	0,200	0,192	0,178	
0,192	0,215	0,237	0,244	0,245	0,243	0,238	0,231	0,221	0,206	0,185	
0,205	0,225	0,246	0,258	0,263	0,264	0,262	0,257	0,249	0,235	0,215	
5,82	5,72	5,62	5,51	5,41	5,31	5,21	5,11	5,01	4,91	4,80	
5,84	5,73	5,63	5,53	5,42	5,32	5,22	5,12	5,01	4,91	4,81	
	0,291 0,347 0,072 0,029 0,192 0,205 5,82 5,84	Off   0,291 0,287   0,347 0,343   0,072 0,127   0,029 0,079   0,192 0,215   0,205 0,225   5,82 5,72   5,84 5,73	OGuue noka   0,291 0,287 0,283   0,347 0,343 0,338   0,072 0,127 0,180   0,029 0,079 0,133   0,192 0,215 0,237   0,205 0,225 0,246   5,82 5,72 5,62   5,84 5,73 5,63	OGuue noxamenu   0,291 0,287 0,283 0,278   0,347 0,343 0,338 0,333   0,072 0,127 0,180 0,203   0,029 0,079 0,133 0,164   0,192 0,215 0,237 0,244   0,205 0,225 0,246 0,258   5,82 5,72 5,62 5,51   5,84 5,73 5,63 5,53	OGuue nokasamenu   0,291 0,287 0,283 0,278 0,272   0,347 0,343 0,338 0,333 0,327   0,072 0,127 0,180 0,203 0,213   0,029 0,079 0,133 0,164 0,183   0,192 0,215 0,237 0,244 0,245   0,205 0,225 0,246 0,258 0,263   5,82 5,72 5,62 5,51 5,41   5,84 5,73 5,63 5,53 5,42	Значения   Обще показители   0,291 0,287 0,283 0,278 0,272 0,265   0,347 0,343 0,338 0,333 0,327 0,320   0,072 0,127 0,180 0,203 0,213 0,217   0,029 0,079 0,133 0,164 0,183 0,194   0,192 0,215 0,237 0,244 0,245 0,243   0,205 0,225 0,246 0,258 0,263 0,264   5,82 5,72 5,62 5,51 5,41 5,31   5,84 5,73 5,63 5,53 5,42 5,32	Значение   Общие показатели   0,291 0,287 0,283 0,278 0,272 0,265 0,256   0,347 0,343 0,338 0,333 0,327 0,320 0,312   0,072 0,127 0,180 0,203 0,213 0,217 0,217   0,072 0,127 0,180 0,203 0,213 0,217 0,217   0,072 0,127 0,180 0,203 0,213 0,217 0,217   0,029 0,079 0,133 0,164 0,183 0,194 0,201   0,192 0,215 0,237 0,244 0,245 0,243 0,238   0,205 0,225 0,246 0,258 0,263 0,264 0,262   0,205 0,225 5,52 5,51 5,41 5,31 5,21   5,84 5,73 5,63 5,53 5,42 5,32 5,22	Значение   Общие показатели   0,291 0,287 0,283 0,278 0,272 0,265 0,256 0,246   0,347 0,343 0,338 0,333 0,327 0,320 0,312 0,301   0,072 0,127 0,180 0,203 0,213 0,217 0,217 0,213   0,072 0,127 0,180 0,203 0,213 0,217 0,217 0,213   0,072 0,127 0,180 0,203 0,213 0,217 0,217 0,213   0,029 0,079 0,133 0,164 0,183 0,194 0,201 0,202   0,192 0,215 0,237 0,244 0,245 0,243 0,238 0,231   0,205 0,225 0,246 0,258 0,263 0,264 0,262 0,257   5,82 5,72 5,62 5,51 5,41 5,31 5,21 5,11   5,84 5,73 5,63 5,53	Значение   Обще показатели   0,291 0,287 0,283 0,278 0,272 0,265 0,256 0,246 0,233   0,347 0,343 0,338 0,333 0,327 0,320 0,312 0,301 0,288   0,072 0,127 0,180 0,203 0,213 0,217 0,213 0,213 0,205   0,072 0,127 0,180 0,203 0,213 0,217 0,213 0,213 0,205   0,029 0,079 0,133 0,164 0,183 0,194 0,201 0,202 0,201   0,192 0,215 0,237 0,244 0,245 0,243 0,231 0,202 0,201   0,192 0,215 0,237 0,244 0,245 0,243 0,233 0,231 0,221   0,192 0,215 0,246 0,245 0,246 0,238 0,231 0,213 0,221   0,205 0,246 0,258 0,263 0	Значение   Обще изкатели   0,291 0,287 0,283 0,278 0,272 0,265 0,256 0,246 0,233 0,217   0,347 0,343 0,338 0,333 0,327 0,320 0,312 0,301 0,288 0,270   0,072 0,127 0,180 0,203 0,213 0,217 0,213 0,205 0,213 0,210 0,205 0,218 0,270   0,072 0,127 0,180 0,203 0,213 0,217 0,213 0,205 0,193   0,072 0,127 0,180 0,203 0,213 0,217 0,213 0,205 0,193   0,029 0,079 0,133 0,164 0,183 0,194 0,201 0,202 0,200 0,192   0,192 0,215 0,237 0,244 0,245 0,246 0,245 0,245 0,245 0,245 0,245 0,245 0,245 0,245 0,245 0,245 0,245	

В табл. 1 представлены результаты расчета потерь эксергии и эксергетических К. П. Д. холодильной машины и ее отдельных элементов.

#### Обсуждение результатов

На рис. 3. представлены зависимости эксергетического КПД испарителя от температуры окружающей среды для двух температур кипения. С увеличением температуры окружающей среды наблюдается резкое увеличение эффективности испарителя в области отрицательных температур, которое составляет порядка 19 %. Также, с повышением температуры, кипения возрастает КПД в среднем на 20 %. Это вызвано повышением удельной холодопроизводительности установки. Эксергетический КПД конденсатора в рассмотренном диапазоне температур окружающей среды снижается примерно на 30 % (рис. 4).

Это обусловлено увеличением необратимых потерь, связанных со снижением отвода избыточной теплоты от охлаждающей воды. Влияние температуры кипения на эксергетический КПД незначительно и составляет около 3 %. Причем наибольшая эффективность достигается при более низкой температуре кипения хладагента.

С ростом  $t_{\text{окр}}$  эксергетический КПД компрессора снижается незначительно примерно на 1–2% (рис. 5).

Причем энергетические показатели компрессора повышаются со снижением температуры кипения с –7 °C до –9 °C на 3 %. Это происходит вследствие повышения



*Puc. 3. Зависимости эксергетического КПД испарителя от температуры окружающей среды Fig. 3. Dependence of exergetic efficiency of the evaporator on ambient temperature* 

Окончание таблииы 1



*Puc. 4. Зависимость эксергетического КПД конденсатора от температуры окружающей среды Fig. 4. Dependency of exergy efficiency of a capacitor on ambient temperature* 



Puc. 5. Зависимости эксергетического КПД компрессора от температуры окружающей среды Fig. 5. Dependencies of exergy efficiency of compressor on ambient temperature



*Puc. 6. Зависимости эксергетического КПД холодильной машины от температуры окружающей среды Fig. 6. Dependencies of exergy efficiency of a refrigeration machine on ambient temperature* 

степени сжатия и повышения работы сжатия, а также уменьшению удельной холодопроизводительности.

Зависимость эксергетического КПД холодильной машины от  $t_{\text{окр}}$  показана на рис 6.

С ростом температуры кипения КПД уменьшается примерно на 2 %, что объясняется снижением общих необратимых потерь. При этом в области низких температур  $h_e$  возрастает на 30–40%, а затем несколько снижается. Это может быть объяснено доминирующей ролью испарителя при более низких температурах и возрастающей ролью конденсатора на эффективность холодильной машины в летний период.

С увеличением температуры кипения возрастает эффективность конденсатора и испарителя (см. рис. 4

и рис. 3). Эксергетический КПД конденсатора изменяется незначительно — на 0,7%, для испарителя — 6 %.

#### Выводы

 В ходе исследования установлены закономерности влияния температуры окружающей среды и температуры кипения на эффективность как отдельных элементов парокомпрессионной холодильной машины, так и машины в целом.

 Полученные результаты в дальнейшем могут быть использованы при выборе направлений интенсификации теплообменного оборудования и оптимизации тепло-гидродинамических параметров холодильных машин и установок.

#### Литература

- 1. *Казаков В. Г., Луканин П. В., Смирнова О. С.* Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок: учебное пособие. СПб., 2013. 93 с.
- Талызин М. С. Методы анализа энергоэффективности холодильных установок // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 1 С. 23–30. DOI: 10.17816/RF321629
- Цветков О. Б. Холодильные агенты. СПб: СПбГУНиПТ, 2003. 216 с.
- 4. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа. М.: Энергия, 1973. 296 с.
- Зыков С. В. Эксергетический метод распределения нагрузки на ТЭЦ. // Наука. Технологии. Инновации: материалы Всерос. науч. конф. молодых ученых, 28–30 ноября 2012 г.: в 6 ч. — Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2012. Ч. 2. С. 154–158.
- Малышев А. А., Рябова Т. В. Основы мировой энергетики: Учеб. пособие. СПб.: Университет ИТМО, 2022. 201 с.
- Ahamed J. U., Saidur R., Masjuki H. H. A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2011. Vol. 15, p. 1593–1600.
- 8. *Moran J. M., Shapiro N. H.* Principles of Engineering Thermodynamics, 6nd ed., LTC Ed., São Paulo, Brazil. 2009.
- 9. Seyam S. Types of HVAC Systems. HVAC Syst. Rijeka: IntechOpen; 2018. DOI: 10.5772/intechopen. 78942
- 10. *Dincer I., Rosen M. A.* Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development. 2nd ed. Elsevier, 2013.
- Mehrpooya M., Ansarinasab H. Advanced exergoeconomic analysis of the multistage mixed refrigerant systems. // Energy Conversion and Management. 2015;103:705–716. DOI: 10.1016/j. enconman. 2015.07.026
- Hosseini M., Dincer I., Rosen M. A. Hybrid solar-fuel cell combined heat and power systems for residential applications: Energy and exergy analyses. // Journal of Power Sources. 2013. 221: 372–380. DOI: 10.1016/j. jpowsour. 2012.08.047
- Amir V., Aminreza N., Mohammad G. and Sadegh V. Exergy Concept and its Characteristic. // International Journal of Multidisciplinary Sciences and Engineering, July 2011, Vol. 2. No. 4.
- 14. Ust Y., Akkaya A. V. and Safa A. Analysis of a vapour compression refrigeration system via exergetic performance coefficient criterion. // Journal of the Energy Institute, 2011.

#### Сведения об авторах

#### Малышев Александр Александрович

К. т. н., доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, malyshev46@list.ru

#### Малинина Ольга Сергеевна

К. т. н., доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, holmash\_malinina@mail.ru

#### Игнатьев Виталий Евгеньевич

Аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, ignatiev.vitaliy19@mail.ru

#### References

- Kazakov V. G., Lukanin P. V., Smirnova O. S. Exergetic methods for assessing the efficiency of thermal technology installations: a textbook. St. Petersburg, 2013. 93 p.
- Talyzin M. S. Methods for analyzing the energy efficiency of refrigeration units. *Refrigeration equipment*. 2021 vol. 110, No. 1 P. 23–30.
- Tsvetkov O. B. Refrigerants. St. Petersburg: SPbGUNIPT, 2003. 216 p.
- Brodyansky V. M. Exergetic method of thermodynamic analysis. Moscow, Energy, 1973. 296 p.
- Zykov S. V. Exergetic method of load distribution at thermal power plants. *Science. Technologies. Innovations:* materials of Vseros. scientific conf. young scientists, November 28–30, 2012: at 6 o'clock — Novosibirsk: NSTU Publishing House, 2012. Part 2. pp. 154–158.
- Malyshev A. A., Ryabova T. V. Fundamentals of World Energy: Textbook. St. Petersburg: ITMO University, 2022. 201 pp.
- Ahamed J. U., Saidur R., Masjuki H. H. A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. *Renewable* and Sustainable Energy Reviews, Vol. 15, p. 1593–1600.
- 8. Moran J. M., Shapiro N. H. Principles of Engineering Thermodynamics, 6nd ed., LTC Ed., São Paulo, Brazil. 2009.
- Seyam S. Types of HVAC Systems. HVAC Syst. Rijeka: IntechOpen; 2018. DOI: 10.5772/intechopen. 78942
- Dincer I, Rosen MA. Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development. 2nd ed. Elsevier; 2013.
- Mehrpooya M., Ansarinasab H. Advanced exergoeconomic analysis of the multistage mixed refrigerant systems. *Energy Conversion and Management*. 2015; 103: 705–716. DOI: 10.1016/j. enconman. 2015.07.026
- Hosseini M., Dincer I., Rosen M. A. Hybrid solar-fuel cell combined heat and power systems for residential applications: Energy and exergy analyses. *Journal of Power Sources*. 2013;221:372–380. DOI: 10.1016/j. jpowsour. 2012.08.047
- Amir V., Aminreza N., Mohammad G and Sadegh V. Exergy Concept and its Characteristic. *International journal of Multidisciplinary Sciences and Engineering*, July 2011, Vol. 2, No. 4.
- 14. Ust, Y., Akkaya A. V. and Safa A. Analysis of a vapour compression refrigeration system via exergetic performance coefficient criterion. *Journal of the Energy Institute*, 2011.

#### Information about authors

#### Malyshev Aleksandr A.

Ph. D., Associate Professor of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, malyshev46@list.ru

#### Malinina Olga S.

Ph. D., Associate Professor of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, holmash\_malinina@mail.ru

#### Ignatiev Vitaly E.

Graduate student of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, ignatiev.vitaliy19@mail.ru

