

УДК 621.565.943

В.П. Шайдуллина, Л.В. Дуболазова

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

АНАЛИЗ ТЕМПЕРАТУРНЫХ НАПОРОВ В КОНДЕНСАТОРАХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН, ИХ ВЛИЯНИЕ НА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ

Показано влияние температурного напора в конденсаторах на энергоэффективность работы холодильной машины. Экономически целесообразному температурному напору в теплообменных аппаратах, в том числе в конденсаторах холодильных машин, соответствует наименьшая сумма расходов на производство единицы холода.

Ключевые слова: конденсатор, энергоэффективность, температурный напор.

V.P. Shaidullina, L.V. Dubolazova

THE ANALYSIS OF REFRIGERATING MACHINE CONDENSER'S TEMPERATURE RANGE, IT'S IMPACT ON THE ENERGY EFFICIENCY

In this article we are looking at how the energy efficiency of refrigeration unit is affected by the temperature pressure in condensers. If the temperature difference in heat interchange apparatus including refrigeration condensers is economically optimized then the cost of producing a unit of refrigeration is the lowest.

Key words: condenser, energy efficiency, temperature pressure.

В конденсаторах холодильных машин происходит передача теплоты от конденсирующегося холодильного агента охлаждающей среде.

Количество теплоты, передаваемое охлаждающей среде, определяется по формуле (1)

$$Q_{\text{кд}} = k \cdot F \cdot \theta_m, \quad (1)$$

где k – коэффициент теплопередачи конденсатора, Вт/(м²·°C); F – площадь теплопередающей поверхности, м²; θ_m – температурный напор между средами, °C.

Как и коэффициенты теплоотдачи наружных и внутренних поверхностей, коэффициент теплопередачи зависит от типа конденсатора. Все конденсаторы в большей или меньшей степени склонны к загрязнению, и это является основным недостатком, снижающим интенсивность теплообмена. Конденсаторы с воздушным охлаждением менее подвержены загрязнению, если воздух не содержит различные твердые частицы. Мощность конденсатора резко падает, если приносимые воздухом частицы оседают на ребрах, снижая коэффициент теплоотдачи наружной поверхности, препятствуя движению воздуха. Загрязнение конденсаторов с водяным охлаждением практически неизбежно. Интенсивность загрязнения конденсатора с водяным охлаждением зависит от продолжительности работы конденсатора, типа охлаждающей среды и степени ее чистоты. Испарительные конденсаторы, в которых кроме циркуляции воды имеются воздушные тракты, подвержены дополнительному загрязнению. Значения коэффициентов теплопроводности загрязнений: снега, водного льда, водяного камня, смазочного масла – во много раз ниже коэффициента теплопроводности стальной стенки труб аппарата, поэтому термическое сопротивление стенки заметно увеличивается при наличии на ней загрязнений. Увеличение термического сопротивления стенки трубы приводит к ухудшению теплопередачи, увеличению перепада температур между средами, а для конденсаторов – к повышению температуры конденсации. Наличие воздуха в системе также ухудшает теплоотдачу от конденсирующегося хо-

лодильного агента к стенке трубы в связи с образованием газовой пленки у поверхности конденсата, стекающего по стенке трубы, а следовательно, к снижению коэффициента теплопередачи конденсатора, так как воздух не конденсируется при давлении конденсации холодильного агента.

Температура конденсации всегда устанавливается выше температуры охлаждающей среды в зависимости от площади теплопередающей поверхности и коэффициента теплопередачи конденсатора [1]. Кроме этого, температура конденсации зависит от производительности компрессоров и режима работы холодильной установки. Производительность компрессоров, в свою очередь, зависит от тепловой нагрузки на испарительную систему, площади теплопередающей поверхности, коэффициента теплопередачи испарителей и различного рода сопротивлений теплопередаче в виде снеговой шубы, масла и других загрязнений. Температурный напор – разность между температурой конденсации и температурой охлаждающей среды. Увеличивая температурный напор при подборе конденсаторов, можно уменьшить площадь теплопередающей поверхности конденсаторов, что приводит к большим капитальным и эксплуатационным расходам, так как повышение температуры конденсации увеличивает расход электроэнергии на сжатие холодильного агента в компрессоре.

Регулируя режим работы холодильной установки, обслуживающий персонал стремится поддерживать оптимальный режим, под которым понимают не только наиболее экономичный режим, но и наиболее безопасный и обеспечивающий долговечность оборудования. Достигается оптимальный режим установлением и поддержанием оптимальных перепадов температур (температурных напоров) между средами в теплообменных аппаратах [2, 3], оптимального перегрева на всасывающей стороне компрессора, оптимальной температуры нагнетания. Экономически целесообразному перепаду температур в теплообменных аппаратах соответствует наименьшая сумма расходов на производство единицы холода. Оптимальные перепады температур с течением времени претерпевают изменения в связи с изменением стоимости электроэнергии, воды, металлов и т.д. Оптимальные перепады температур должны быть известны обслуживающему персоналу. Большинство температур, характеризующих работу холодильной установки, самоуставляются, но обслуживающий персонал должен добиваться, чтобы это самоуставление соответствовало оптимальному режиму.

На рис. 1 приведена схема холодильной машины и цикл в диаграмме i - lgp , по которому проведены сравнительные расчеты параметров холодильного цикла. Термодинамические процессы цикла: 1–2 – адиабатное сжатие в компрессоре; 2–3 – охлаждение, конденсация и переохлаждение сжатого пара в конденсаторе; 3–4 – дросселирование холодильного агента; 4–1 – кипение хладагента в испарителе.

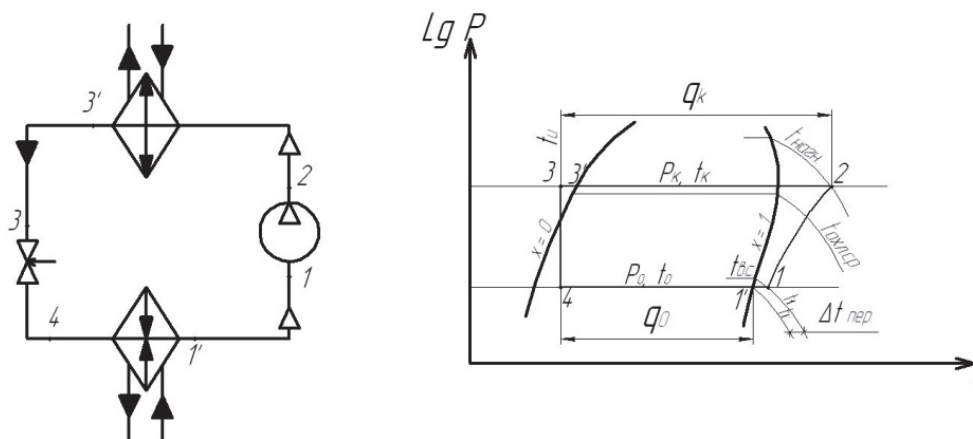


Рис. 1. Схема холодильной машины и цикл в диаграмме i - lgp
 Fig. 1. The diagram of refrigeration unit and cycle in diagram i - lgp

Сравнительные расчеты параметров холодильного цикла для R404a, R507, R134a, R410a проведены по формулам (2–7):

Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг

$$q_o = i_1 - i_4. \quad (2)$$

Работа на сжатие 1 кг хладагента, кДж/кг

$$l = (i_2 - i_1). \quad (3)$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_o}{i_2 - i_1}. \quad (4)$$

Удельная объемная холодопроизводительность, кДж/м³

$$q_v = \frac{q_o}{v_1}. \quad (5)$$

Масса циркулирующего хладагента, кг/с

$$M_a = \frac{Q_o}{q_o}. \quad (6)$$

Объемный расход хладагента, м³/ч

$$V_o = M_a \cdot v_1. \quad (7)$$

Параметры холодильного цикла при разных температурных напорах приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры холодильного цикла при разных температурных напорах

Table 1

Refrigeration cycle parameters according to different temperature drops

Температура кипения, °С	Температура конденсации, °С	Температура нагнетания, °С	Холодильный коэффициент	Удельная объемная холодопроизводительность, кДж/м ³	Объемный расход, м ³ /ч
1	2	3	4	5	6
-25	R404a				
	30	60	3,25	1529	235
	35	68	2,78	1470	245
	40	70	2,44	1294	278
	45	80	1,88	1176	306
	50	85	1,67	1082	333
	R507				
	30	68	3,14	1629	221
	35	72	2,9	1543	233
	40	78	2,56	1456	247
	45	82	2,29	1358	265
50	91	1,92	1259	285	

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5	6
-5	R134a				
	30	58	6,8	1863	193
	35	65	5,57	1758	204
	45	75	4	1600	225
	50	80	3,67	1547	232
	55	83	3,18	1442	249
	R410a				
	30	70	6	4488	80,2
	35	75	5,38	4256	84,6
	40	85	4,43	4023	89,4
	45	90	4,07	3790	95,0
50	100	4,7	3511	102,0	

При постоянной температуре охлаждающей среды при использовании конденсаторов с водяным охлаждением снижение температуры конденсации с 35 до 30 °С, а значит, уменьшение перепада температур между хладагентом и охлаждающей средой приводит к увеличению удельной массовой холодопроизводительности цикла на каждый градус на 0,8 % для R404a и 1,12 % – для R507, табл. 2. Повышение температуры конденсации с 45 до 50 °С при использовании конденсаторов с воздушным охлаждением, а следовательно, увеличение перепада температур снижает удельную массовую холодопроизводительность на каждый градус для R404a на 1,6 %, R507 – на 1,45 %, табл. 2.

Таблица 2

Параметры холодильного цикла при разных температурных напорах

Table 2

Refrigeration cycle parameters according to different temperature drops

Температура кипения, °С	Температура конденсации, °С	Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	Процент отклонения на градус, %	Работа на сжатие 1 кг холодильного агента, кДж/кг	Процент отклонения на градус, %
1	2	3	4	5	6
-25	R404a				
	30	130	0,8	40	1,8
	35	125	–	44	–
	40	110	2,4	46	0,9
	45	100	–	53	–
	50	92	1,6	55	0,75
	R507				
	30	132	1,12	42	0,9
	35	125	–	44	–
	40	118	1,45	46	0,9
	45	110	–	50	–
50	102	1,45	53	1,2	

Окончание табл. 2

1	2	3	4	5	6
-5	R134a				
	30	177	1,2	26	2,66
	35	167	–	30	–
	45	152	1,8	38	2,66
	50	147	2,4	40	1,05
	55	137	1,0	43	1,31
	R410a				
	30	193	1,09	32	1,17
	35	183	–	34	–
	40	173	1,09	39	2,94
	45	163	–	40	–
	50	151	1,5	47	1,5

Влияние изменения температуры конденсации на холодильный коэффициент и объемный расход хладагента при использовании R404a, R507, R134a, R410a приведено в табл. 3.

Таблица 3

Параметры холодильного цикла при разных температурных напорах

Table 3

Refrigeration cycle parameters according to different temperature drops

Температура кипения, °С	Температура конденсации, °С	Холодильный коэффициент	Процент отклонения на градус, %	Объемный расход, м ³ /ч	Процент отклонения на градус, %
-25	R404a				
	30	3,25	3,38	235	0,8
	35	2,78	–	245	–
	40	2,44	2,44	278	2,69
	45	1,88	–	306	–
	50	1,67	1,19	333	1,76
	R507				
	30	3,14	1,65	221	1,0
	35	2,9	–	233	–
	40	2,56	2,34	247	1,2
	45	2,29	–	265	–
	50	1,92	3,23	285	1,5
	-5	R134a			
30		6,8		193	
35		5,57	1,3	204	0,93
45		4,0	–	225	–
50		3,67		232	
55		3,18	1,06	249	1,06
R410a					
30		6,0		80,2	
35		5,38	3,2	84,6	1,09
40		4,43		89,47	
45		4,07	–	95,0	–
50		3,2		102,0	
55		2,65	3,5	112,0	1,79

Увеличение объемного расхода хладагента при работе на повышенной температуре конденсации, а значит, при больших температурных перепадах заставляет устанавливать компрессор большего типоразмера при подборе оборудования или варьировать количеством компрессоров при эксплуатации. Изменение удельной массовой, удельной объемной холодопроизводительности и работы на сжатие для наиболее часто применяемых в настоящее время хладагентов показано на рис. 2, 3, 4.

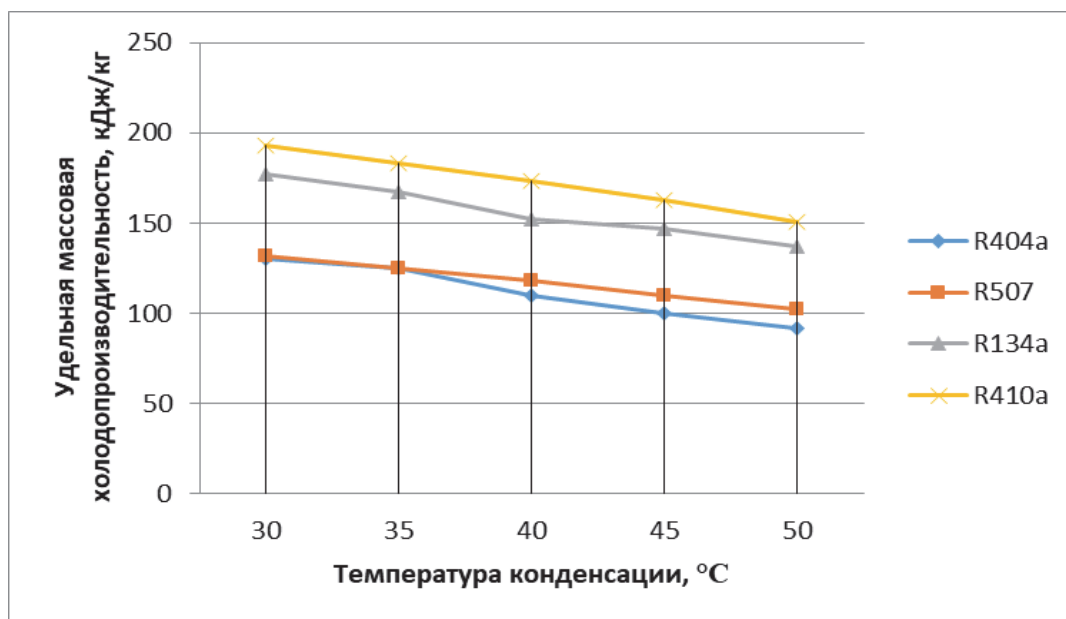


Рис. 2. Изменение удельной массовой холодопроизводительности
Fig. 2. Change in specific mass cooling capacity

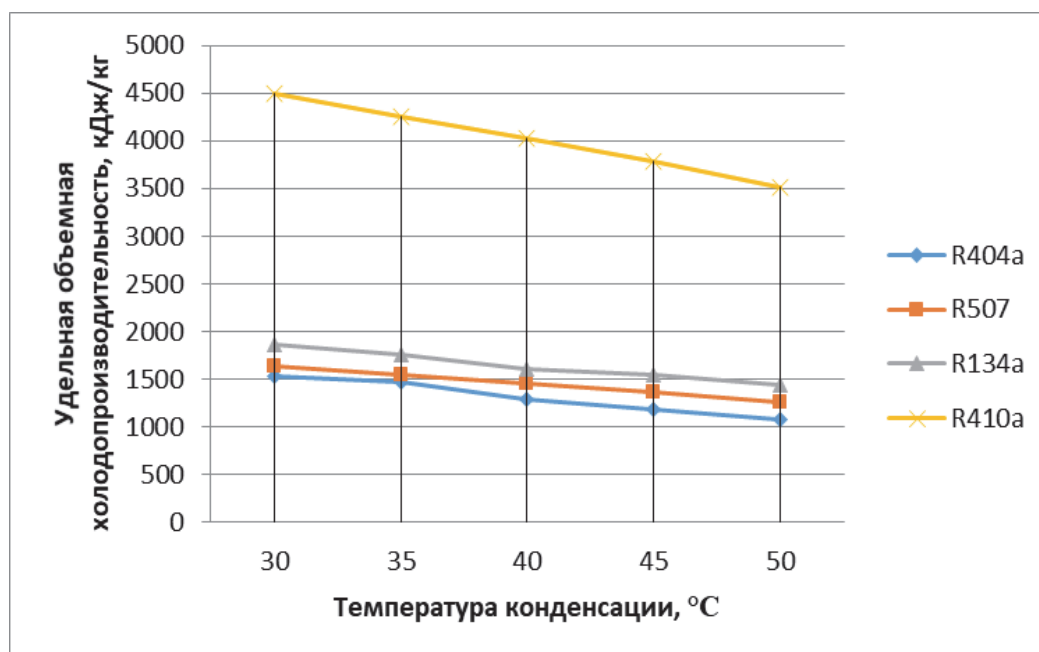


Рис. 3. Изменение удельной объемной холодопроизводительности
Fig. 3. The change of the specific volume of the cooling capacity

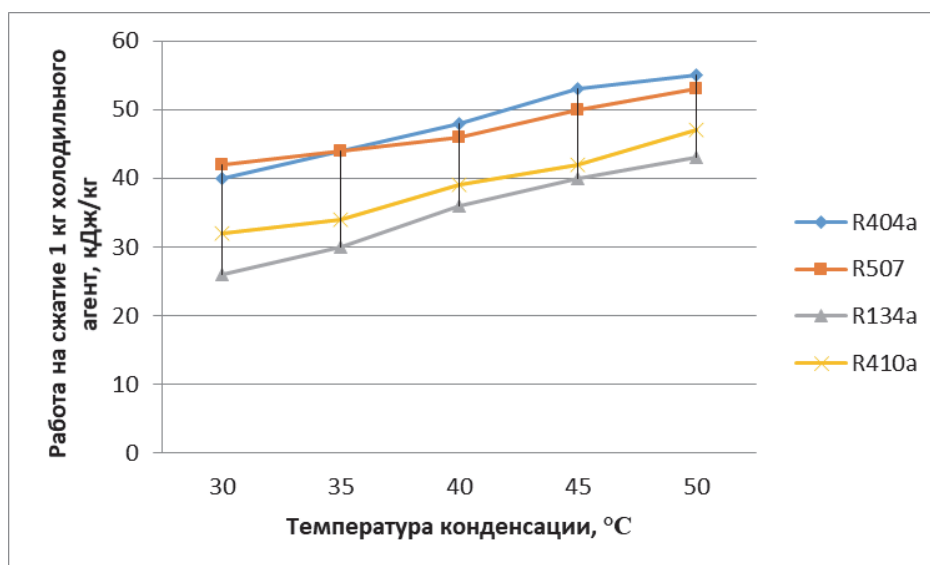


Рис. 4. Изменение работы на сжатие холодильного агента
Fig. 4. The change of the compression of the refrigerant

В эксплуатационных условиях температура конденсации может быть понижена путем запуска дополнительных водяных насосов или вентиляторов секций воздушных конденсаторов. При установившейся в этом случае более низкой температуре конденсации возрастает расход электроэнергии на работу дополнительного вспомогательного оборудования, но потребление электроэнергии на работу компрессора будет снижено.

Регулярное сопоставление фактических перепадов температур с оптимальными для данной установки позволяет выявить отклонения и установить причины ухудшения работы теплообменных аппаратов.

По общепринятым рекомендациям максимальное значение перепада температур в конденсаторах холодильных машин определяет предел безопасной эксплуатации компрессора и ограничено условиями прочности оборудования. В конденсаторах воздушного охлаждения температурный напор составляет 10–20 °C. Для конденсаторов с водяным охлаждением общепринятая разность температур между средами составляет 5–7 °C.

При проектировании холодильных установок, подбирая конденсатор с большей теплообменной поверхностью или устанавливая с меньшей, при задании больших перепадов температур между средами следует определить срок окупаемости конденсатора.

Регулярное сопоставление фактических перепадов температур с оптимальными при эксплуатации установки позволяет выявить отклонения и установить причины ухудшения работы теплообменных аппаратов.

Список литературы

1. Курылев Е.С., Оносовский В.В., Румянцев Ю.Д. Холодильные установки. СПб.: Политехника, 2000. 576 с.
2. Шишов В.В. Температурный напор в конденсаторах с воздушным охлаждением // Холодильная техника. 2014. № 9. С. 35–37.
3. Идельт П., Арндт У. Кондиционирование воздуха. Сплит и VRF-мультисплит системы. М.: Техносфера, 2011. 335 с.

Сведения об авторах: Шайдуллина Валентина Павловна, кандидат технических наук, доцент;

Дуболазова Людмила Васильевна, старший преподаватель.