

УДК 621.564

Методика сравнения термодинамической эффективности циклов холодильных и теплонасосных установок

Канд. техн. наук А. А. СУХИХ, И. С. АНТАНЕНКОВА

Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт»
111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, 14

The technique offered by authors allows to estimate operatively efficiency of application of a large number of pure substances and mixes for refrigeration and heatpump units. In its basis the condition of equality of temperature pressures between the heat-carrier and a working substance in the evaporator and the condenser with rigidly set parameters of heat-carriers in heat exchangers lies.

On the basis of this technique it is settled an invoice also comparison of indicators of thermodynamic efficiency of cycles for broad audience both individual, and mix working substances of refrigeration units.

Keywords: thermodynamic efficiency, refrigeration units, thermal pumps, refrigerating agents.

Ключевые слова: термодинамическая эффективность, холодильные установки, тепловые насосы, холодильные агенты.

В настоящее время существуют различные подходы к оценке эффективности применения тех или иных рабочих веществ (РВ), используемых в холодильных и теплонасосных установках [1–3], которые как правило, учитывают большое количество факторов. Анализ литературы [2–6] позволяет сформулировать основные требования, предъявляемые к рабочим веществам (РВ) теплонасосных и холодильных установок:

- законодательные ограничения;
- термодинамическая эффективность;
- требования, предъявляемые к РВ с точки зрения промышленного освоения альтернативного хладагента.

Сопоставление термодинамической эффективности, например, холодильных циклов часто проводится только при равных температурах в испарителе установок. На наш взгляд, необходимо также учитывать процесс охлаждения пара после компрессора с последующей конденсацией. Универсальной могла бы стать методика сопоставления циклов при зафиксированных температурах теплоприемника и теплоотдатчика — элементов, необходимых для реализации любого цикла, но находящихся за пределами самой установки. При этом должно соблюдаться правило равенства температурных напоров в процессах подвода и отвода теплоты (между теплоносителем и рабочим телом в испарителе и конденсаторе) для всего ряда сравниваемых веществ, что позволит зафиксировать конфигурацию цикла для каждого рабочего вещества и выполнить расчет холодильного (отопительного) коэффициента.

Принципиальные схемы парокompрессионных холодильных и теплонасосных установок идентичны (рис. 1). Цикл в T, s -диаграмме, соответствующий данной принципиальной схеме, показан на рис. 2.

Предлагаемая методика позволяет оценить термодинамическую эффективность применения

большого количества чистых веществ и смесей в холодильных или теплонасосных установках.

Алгоритм методики:

1. Задаются исходные данные для расчета:
 - температура «горячего» теплоносителя на входе и выходе в (из) конденсатор(а) установки: $t'_{гтн}$ и $t''_{гтн}$ соответственно;
 - температура «холодного» теплоносителя на входе и выходе в (из) испаритель(я) установки: $t'_{хтн}$ и $t''_{хтн}$ соответственно;
 - внутренний относительный КПД компрессора η_{0i} ;
 - минимальный температурный напор в конденсаторе $\Delta t'_{min}^k$, в испарителе $\Delta t''_{min}^i$.

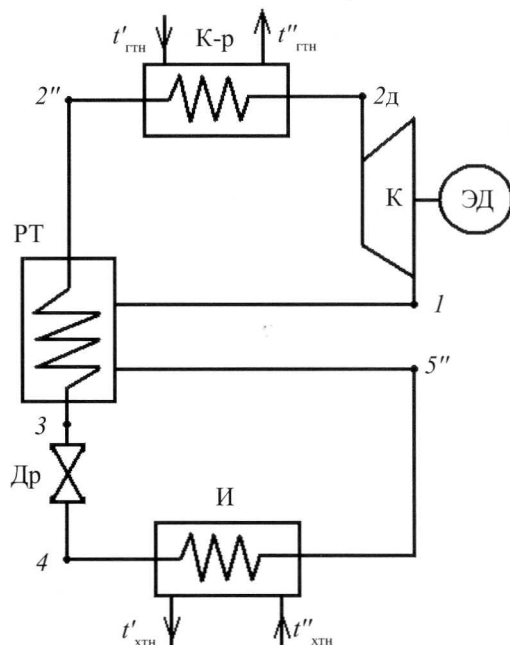
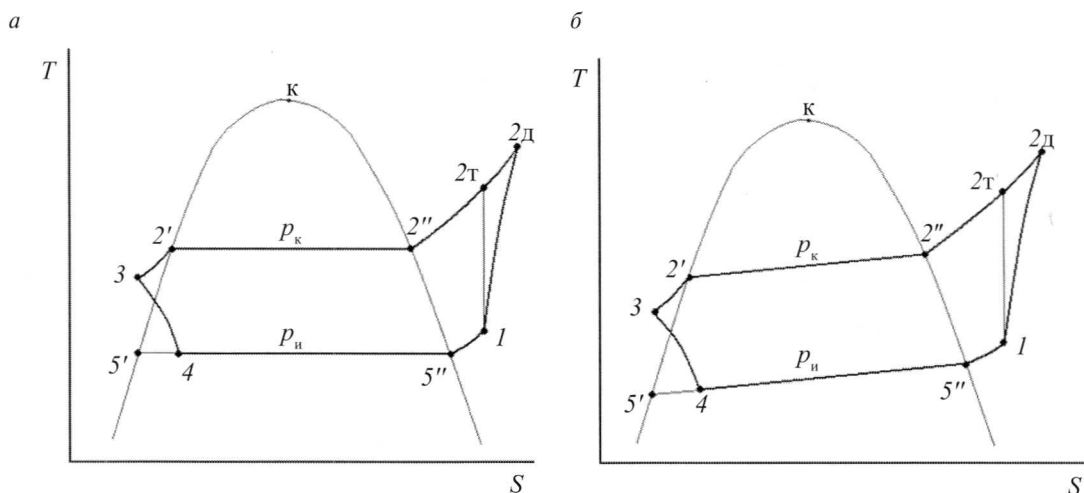


Рис. 1. Принципиальная схема парокompрессионной установки: К-р — конденсатор; РТ — регенеративный теплообменник; Др — дроссель; И — испаритель; К — компрессор; ЭД — электродвигатель



Применение методики для определения термодинамической эффективности использования рабочих веществ в холодильных установках

В качестве базового РВ при анализе эффективности применения различных рабочих тел в холодильных установках принимается хладагент R12. Это один из наиболее исследованных и дешевых хладагентов, используемый повсеместно в холодильной технике в домонреальский период. Обладающий высоким потенциалом разрушения озона ($ODP = 1$) и большим потенциалом глобального потепления ($GWP = 8500$), фреон R12 запрещен к применению во всех странах, подписавших Монреальский протокол 1987 г. Однако при сопоставлении эффективности предлагаемых к внедрению фреонов широко используется в качестве объекта сравнения.

Исходные данные для расчета цикла холодильной установки на фреоне R12 и альтернативных ему веществах:

- температура «горячего» теплоносителя на входе в конденсатор установки и на выходе из него принимается постоянной и равной комнатной температуре воздуха: $t'_{гтн} = t''_{гтн} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура «холодного» теплоносителя на входе в испаритель установки и на выходе из него принимается постоянной и равной заданной температуре в холодильной камере: $t'_{хтн} = t''_{хтн} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- внутренний относительный КПД компрессора: $\eta_{oi}^k = 0,65$;
- минимальный температурный напор в конденсаторе: $\Delta t_{\min}^k = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- минимальный температурный напор в испарителе: $\Delta t_{\min}^и = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Расчет цикла холодильной установки на базовом рабочем веществе с учетом заданных исходных данных определил температурный напор в конденсаторе $\Delta t_k = 4,68 \approx 4,7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Действительный холодильный коэффициент цикла составил при этом $\varepsilon_d = 3,19$.

Далее, при неизменном базовом температурном напоре, полученном для эталонного вещества R12, были рассчитаны параметры термодинамических циклов установок, работающих на веществах из предлагаемого ряда заменителей R12, путем итеративного подбора давлений альтернативных РВ в теплообменных аппаратах. Отклонение от базового температурного напора в конденсаторе находилось в допустимых пределах $\pm 0,05\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Рассматриваемый альтернативный ряд РВ состоял из чистых веществ, азеотропных и неазеотропных смесей.

В холодильных установках стремятся обеспечить постоянство температуры в испарителе, которое дает применение чистых веществ, азеотропных или квазиазеотропных смесевых хладагентов.

Термодинамическое поведение смеси азеотропного состава подобно поведению чистого вещества, поскольку состав паровой и жидкой фаз

у нее одинаков, а давления в точках конденсации и кипения совпадают. Для квазиазеотропных композиций признаки азеотропизма при рабочем давлении конденсатора чаще всего не проявляются, и там появляется заметный температурный глайд.

Концентрации паровой и жидкой фаз неазеотропной смеси в условиях термодинамического равновесия различаются, а изотерма под бинодалью в p – h -координатах имеет наклон, т. е. кипение при постоянном давлении происходит при увеличении температуры хладагента от t_4 до $t_{5''}$, а конденсация — при падении температуры от $t_{2''}$ до t_2 (рис. 3). Это необходимо учитывать при определении степени перегрева пара на входе в компрессор, а также при оценке энергетических характеристик холодильной установки.

Графики температурных напоров для различных рабочих веществ в конденсаторе холодильной установки показаны на рис. 4.

При расчете цикла холодильной установки с использованием неазеотропных веществ отслеживалась средняя температура в испарителе $t_{и,ср} = (t_4 + t_{5''})/2 = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ с допустимым отклонением $\pm 0,05\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Результаты расчетов циклов холодильных установок на различных РВ представлены в таблице. Из смесевых хладагентов рассматривались азеотропные либо близкие к ним (квазиазеотропные). Для расчета термодинамических свойств РВ использована программа REFPROP 8.0.

Примечание. При апробации данной методики расчет величины перегрева всасываемого пара производился только для веществ с положительным наклоном правой пограничной кривой, чтобы обеспечить работу компрессора в области перегретого пара. При этом температура на входе в компрессор t_1 определялась из условия равенства энтропии $s_1 = s_{2''}$ при итерируемых значениях давления испарения $p_{и}$ и конденсации p_k . В таких случаях учитывалось также переохлаждение РВ на выходе из конденсатора в регенеративном теплообменнике. Термодинамические параметры рабочего тела перед дроссельным вентилем опре-

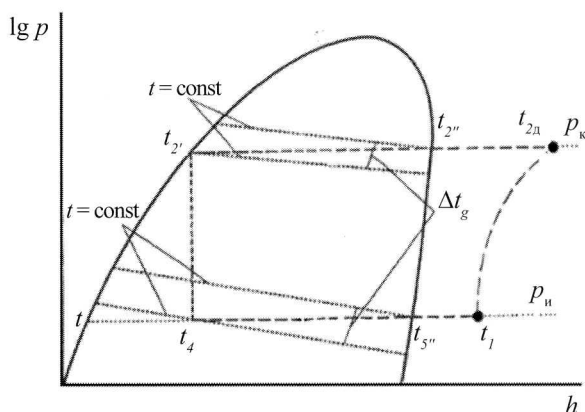


Рис. 3. p – h -диаграмма холодильного цикла для неазеотропной смеси

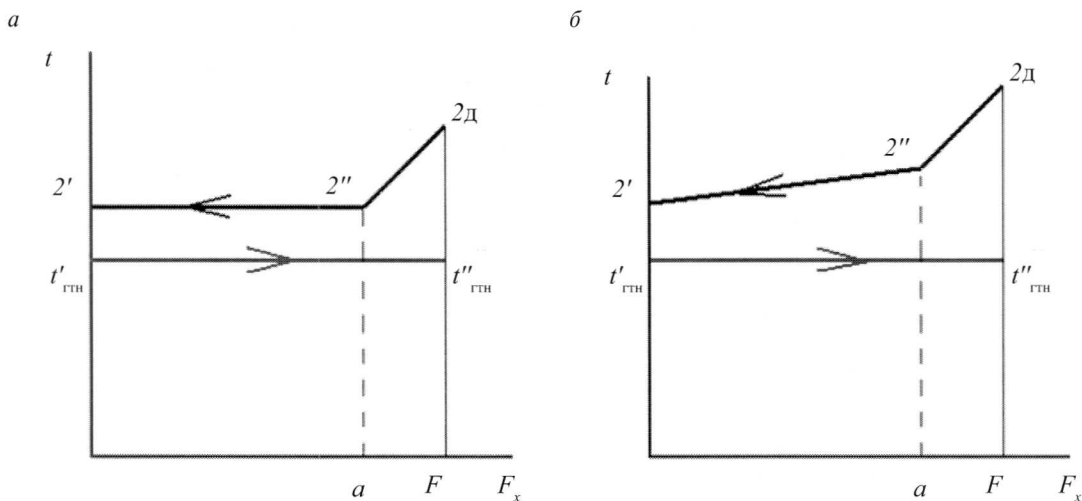


Рис. 4. Температурный напор в конденсаторе холодильной установки:
а — для чистых веществ и азеотропных смесей; б — для неазеотропных смесей

Результаты расчетов циклов холодильных установок на различных рабочих веществах

Вещество	p_n , МПа	t_4 , °С	$t_{5''}$, °С	p_k , МПа	t_2 , °С	$t_{2''}$, °С	$t_{2д}$, °С	Δt_p , °С	q_0 , кДж/кг	l^k , кДж/кг	ϵ_d
R12	0,1507	-20,00	-20,00	0,6159	23,00	23,00	51,00	0	121,57	38,08	3,19
R134a	0,1327	-20,00	-20,00	0,6300	23,18	23,18	48,11	0	154,59	49,51	3,12
R125	0,3373	-20,00	-20,00	1,3402	23,95	23,95	37,44	0	91,61	33,80	2,71
R143a	0,3154	-20,00	-20,00	1,2030	23,19	23,19	44,65	0	140,71	47,80	2,94
R218	0,2043	-20,00	-20,00	0,8503	24,26	24,26	32,98	13,46	61,12	23,63	2,59
RC318	0,0545	-20,00	-20,00	0,3038	24,12	24,12	36,56	14,62	85,54	29,35	2,91
R31-10	0,0463	-20,00	-20,00	0,2615	24,21	24,21	34,47	19,94	71,34	25,02	2,85
R152a	0,1207	-20,00	-20,00	0,5429	21,86	21,86	61,33	0	254,85	76,17	3,35
R290	0,2445	-20,00	-20,00	0,9100	23,24	23,24	47,24	0	291,81	94,42	3,09
R600a	0,0725	-20,00	-20,00	0,3405	24,00	24,00	41,04	0	272,70	88,17	3,09
R218/SF ₆ (95/5 масс. %)	0,2199	-20,55	-19,45	0,9189	23,07	25,25	34,09	12,91	62,07	23,97	2,59
R218/SF ₆ (90/10 масс. %)	0,2365	-21,06	-18,95	0,9860	22,17	25,96	34,88	12,30	62,63	24,17	2,59
R404a	0,3025	-20,21	-19,80	1,1970	23,23	23,64	42,48	0	121,66	42,29	2,88
R410a	0,4000	-20,03	-19,96	1,4874	20,99	21,11	59,51	0	180,93	56,28	3,22
R507a	0,3145	-20,00	-19,99	1,2330	23,51	23,54	41,61	0	117,68	41,15	2,86
R152a/R600a (80/20 масс. %)	0,1380	-20,15	-19,80	0,6013	22,55	22,61	53,74	0	242,30	75,00	3,23
R152a/R134a (20/80 масс. %)	0,1254	-20,03	-19,94	0,5937	22,75	22,87	51,71	0	176,27	55,34	3,19

делялись по энтальпии, найденной из уравнения теплового баланса: $h_2 - h_3 = h_1 - h_{5'}$ и давлению конденсации p_k .

Анализ полученных результатов позволил сделать вывод, что очень небольшое число РВ может быть превзойти R12 по термодинамической эффективности. Холодильный коэффициент выше, чем на R12, получен лишь для фреонов R152a, R410a и R152a/R600a (80/20), но ни один из рассчитанных циклов на перечисленных фреонах полностью не соответствует требованиям методики. Прежде всего, не соблюдается условие обеспечения минимального температурного напора в конденсаторе: $\Delta t_i \geq \Delta t_{\min} = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$. При выполнении этого условия (следовательно, при увеличении температурного напора в конденсаторе) термодинамическое пре-

имущество сохраняется лишь для фреона R152a. Среднеинтегральный температурный напор в теплообменном аппарате составит $\Delta t_k = 5,98\text{ }^{\circ}\text{C}$, действительный холодильный коэффициент — $\epsilon_d = 3,24$.

Сравнительно высокими холодильными коэффициентами обладают также фреоны R134a, R143a, RC318, R290, R600a, R152a/R134a (20/80). Но для фреона RC318 давление испарения ниже 0,1 МПа, что вызывает некоторые технологические проблемы. Однако нельзя исключать возможность применения данного фреона при более высоких давлениях, например, в тепловых насосах. Такие же проблемы возникают при использовании фреона R600a, но, кроме этого, данный фреон, как и R290, горюч, легко воспламеняется и взрывоопасен и, следовательно, существуют ограничения по безопас-

ной (допустимой) массе заправки. При расчете цикла холодильной установки на смеси R152a/R134a (20/80) не соблюдается условие обеспечения минимального температурного напора в конденсаторе, а его выполнение, и, следовательно, увеличение среднеинтегрального температурного напора в теплообменном аппарате приведет к снижению значения холодильного коэффициента.

Кроме расчета циклов на представленных выше рабочих веществах, производился также расчет для фреонов R32, R407c, R600a/R290 (43/57 масс. %), RC318/SF₆ (95/5 масс. %). Однако большой температурный глайд данных РВ не позволяет обеспечить заданные условия расчета, а также является причиной существенного изменения температуры в холодильной камере, что не допустимо при работе холодильных установок.

Представленная в работе методика сравнения термодинамической эффективности холодильных и теплонасосных установок на различных рабочих телах является, на наш взгляд, объективной и научно обоснованной, а также пригодной для оперативного анализа термодинамической эффективности широкого круга хладагентов в заданном интервале температур объекта охлаждения (теплотдатчика) и внешнего теплоприемника.

Список литературы

1. Проценко В. П., Зайцев А. А., Старшин В. Н. Теплонасосные установки с закритическими параметрами рабочего тела // Теплоэнергетика. 1990. № 6.
2. Соколов Е. Я., Бродянский В. М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. — М.: Энергоиздат, 1981.
3. Цветков О. Б. Холодильные агенты: Монография. 2-е изд. СПб.: СПбГУНиПТ. 2004. — 216 с.
4. Калнинь И. М., Афанасьева И. А., Смыслов В. И. Требования к тестированию и представлению новых хладагентов // Холодильная техника. 1999. № 2.
5. Калнинь И. М., Пустовалов С. Б., Савицкий А. И. Тепловые насосы нового поколения, использующие экологически безопасные рабочие вещества // Холодильная техника. 2007. № 1.
6. Мазурин И. М. Выбор альтернативных хладагентов для бытовых холодильников // Холодильная техника. 1995. № 1.
7. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. Справочник. Книга 4/Под редакцией В. А. Григорьева и В. М. Зорина. — М.: Энергоатомиздат. 1991.