

РАЦИОНАЛЬНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИКЛОВ КАСКАДНОЙ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Введение

В настоящее время широкое внедрение теплонасосных установок (ТНУ) в Украине сдерживается из-за строительства новых жилых домов, административных и общественных зданий (а также находящихся в эксплуатации зданий) с традиционной системой водяного отопления в температурном режиме 95/70°C. Одноступенчатые ТНУ типа «воздух-вода», «вода-вода» с грунтовым теплообменником эффективно начинают применяться в низкотемпературном отоплении, в основном в коттеджном строительстве.

Повышение температуры конденсации рабочего вещества в ТНУ до 90...95°C возможно применением, например, последовательной тепловой схемы включения ТНУ, двухступенчатых и комбинированных ТНУ [1, 9-15].

Ранее в работах [1-6] указывалось на перспективность создания установок двухступенчатого сжатия и бинарных тепловых насосов с двумя теплоносителями. В криогенной технике для достижения низких температур используются установки с двух- и трехкаскадными циклами [7, 8].

Состояние проблемы. Несмотря на то, что за рубежом широко применяется низкотемпературное отопление, но имеющиеся потребности и спрос на высокотемпературные ТНУ ставят задачи их разработки. В настоящее время фирмы США, Японии, Германии осваивают промышленный выпуск ТНУ, обеспечивающих нагрев теплоносителя в диапазоне 20...85°C.

Фирма Rotex (Германия) в 2008-2009 гг. освоила выпуск ТНУ, характеризующихся следующими теплотехническими параметрами: тепловая мощность изменяется от 11 до 16 кВт; коэффициент преобразования составляет 2,88...3,08; температура испарения -25°C; температура конденсации - 80°C; теплоносители в бинарном цикле - хладагены R410с и R134а.

При разработке ТНУ в качестве рабочих веществ используются различные теплоносители – органические жидкости и их смеси, фреоны и их смеси, аммиак и водоаммиачные смеси, диоксид углерода и другие. Широко применяются фреоны нового поколения – озонобезопасные хладагены. При использовании геотермальной энергии температурный потенциал отработанной геотермальной жидкости с температурой 15...30°C может быть повышен применением ТНУ [1]. Выбор наиболее эффективных рабочих веществ для конкретных температурных границ может быть осуществлен путем проведения многовариантных численных исследований.

Цель работы. Исследования оптимальных параметров термодинамических циклов теплонасосных установок с несколькими теплоносителями.

Основные результаты. В работе приведены результаты оптимизации термодинамических параметров циклов каскадной ТНУ типа «вода-вода» при температуре испарения 20...25°C и температуре конденсации 80...95°C. В качестве рабочих веществ изучались озонобезопасные хладагенты нового поколения (R134а, R142в, R152а, R227еа, R245fa, R410, R407с, R404с и другие). Рассматривались различные сочетания рабочих веществ в нижнем и верхнем циклах каскадной ТНУ. Из рассмотренных рабочих веществ наиболее подробно изучались R134а, R142в, R404а, R407с.

После подписания Монреальского протокола появились новые синтезированные озонобезопасные хладагены, представляющие собой двойные, тройные и четырехкомпонентные смеси известных фреонов.

Безопасные смеси основаны на хладагентах R22, R124, R152а, R143а, R227еа и других фреонах.

Новые смеси базируются на бинарных композициях с веществами, имеющими существенно различные температуры нормального кипения, и на тройных смесях с промежуточными температурами для компонентов. Зеотропные смеси обладают неизотермичностью (т.н. температурным глайдом), подвержены фракционированию, требуют новых синтетических масел. Новые масла гигроскопичны, склонны к вспениванию, имеют высокую стоимость. При этом новые хладагены безопасны, нетоксичны и негорючи.

Изучаемые хладагены (R404а, R407с, R410) относятся к группе гидрофторуглеродов, в состав которых входят молекулы водорода и фтора.

Хладагент R404а (HFC) – зеотропная смесь (смесь для замены R22 и R502), с температурным глайдом (менее 0,5К). Состав смеси: R143а – 52%, R125 – 44%, R134а – 4%, Критическая температура 72,7°C (345,15К), критическое давление – 3735 кПа, температура кипения при атмосферном давлении (-45,8°C, 227,35К). Озоноразрушающий потенциал (истощение озонового слоя) ОРП (ODP) = 0; потенциал глобального парникового эффекта (глобального потепления) за 100 – летний период GWP₁₀₀=3800 (относительно CO₂).

Хладагент R407с (HFC)- зеотропная смесь с температурным глайдом. Состав смеси: дифторметан (R32) – 23%, пентафторэтан (R125) – 25%, 1,1,1,2 – тетрафторэтан (R134а) – 52%. Критическая температура – 86,05°C (359,2К), критическое давление – 4652 кПа, температура кипения при атмосферном давлении -44,0 °C (229,15К). Экологические характеристики – ODP=0, GWP= 1370.

Тепловая схема каскадной ТНУ показана на рис. 1.

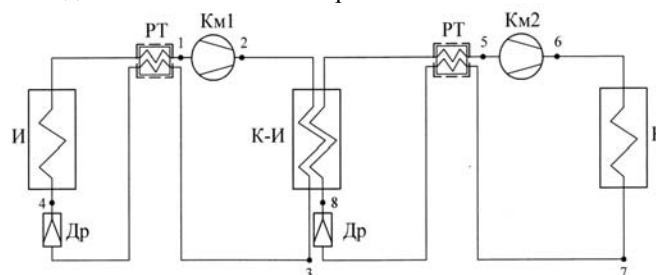


Рис. 1. Тепловая схема каскадной ТНУ

Циклы каскадной ТНУ показаны на рис. 2.

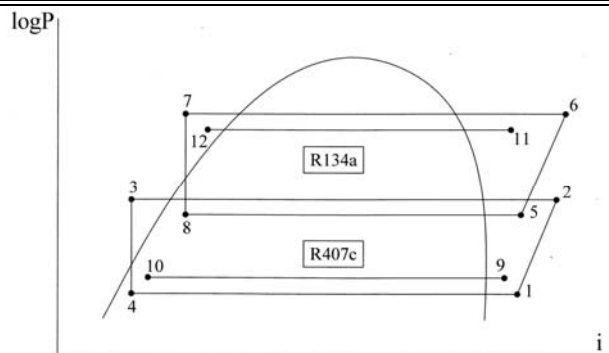


Рис 2. Циклы каскадной ТНУ

Геотермальная жидкость охлаждается в процессе 9-10 от температуры 35°C до 26°C. ТНУ передает теплоту в конденсаторе в процессе 11-12 сетевой воде системы теплоснабжения в температурном режиме 95/70°C. Принималось, что адиабатический КПД компрессоров равен $\eta_{ад}=0,80$, а произведение механического КПД на электрический КПД провода равно $\eta_{м.э.}=0,95$.

Значения термодинамических параметров каскадной ТНУ приведены в таблице 1.

Таблица 1

Точки цикла	P, кПа	t, °C	I, $\frac{kJ}{kg}$	S, $\frac{kJ}{kg \cdot K}$
1	1025	25	-8865,9640	1,8910
2	2441,86	72,417	-8840,2865	1,90597
3	2441,86	54,141	-8999,4541	1,42411
4	1025	21,090	-8999,4541	1,44035
5	1311,05	67,417	-8758,3337	1,834019
6	2670,16	104,19	-8737,4597	1,8479287
7	2670,16	80	-8872,5060	1,4684018
8	1311,05	49,142	-8872,5060	1,481393
9	1000	35	15800	3,16
10	1000	26	15840	2,98
11	600	70	15650	3,58
12	600	95	15500	3,85

В результате выполненных численных вариантных расчетов теплотехнических параметров ТНУ было определено, что оптимальными рабочими веществами являются в нижнем цикле – хладон R407c, а в верхнем – R134a. Существенно влияют на значение коэффициента преобразования значения температуры испарения и конденсации (так, при $t_{исп}=25^\circ\text{C}$, $t_k=95^\circ\text{C}$ коэффициент преобразования равен $\phi=2,58$, а при $t_k=80^\circ\text{C}$ $\phi=3,44$); значение минимального перепада температур в испарителе, конденсаторе, промежуточном испарителе – конденсаторе; давление теплоносителя на выходе из компрессора и другие параметры.

Результаты расчета теплотехнических характеристик ТНУ следующие:

- температура испарения в нижнем цикле - 25°C;
- температура испарения в верхнем цикле – 67,4°C;
- температура конденсации в нижнем цикле – 72,4°C;
- температура конденсации в верхнем цикле – 104,2°C;
- холодопроизводительность в нижнем цикле – 133,5 кВт;
- теплопроизводительность в нижнем цикле – 159,2 кВт;
- холодопроизводительность в верхнем цикле – 159,2 $\frac{kJ}{kg}$;
- теплопроизводительность в верхнем цикле – 188,3 кВт;
- мощность компрессора в нижнем цикле – 25,7 кВт;
- мощность компрессора в верхнем цикле – 29,1 кВт;
- перепад давления в компрессорах:
 - в нижнем цикле – 1416,8 кПа;
 - в верхнем цикле – 1359,1 кПа;
- коэффициент преобразования – 3,44;
- холодильный коэффициент – 1,41;
- термический КПД – 0,39.

Расчеты выполнены с учетом ограничения перепада давления в компрессорах. Промышленно выпускаемые компрессоры характеризуются перепадом давления менее 1670 кПа.

Расчеты, выполненные для хладагона R404a в нижнем цикле, показывают, что при аналогичных условиях коэффициент преобразования несколько ниже и равен $\varphi=3,17$.

Выполнены расчеты эксергетических потерь каскадной ТНУ. Расчеты выполнялись согласно [4].

Результаты расчета показаны на конкретном примере.

Массовый расход геотермальной воды:

$$m_{г.в.} = \frac{Q_u}{C_p \Delta t} = \frac{i_4 - i_1}{C_p \Delta t} = 3,53 \text{ кг/с}$$

Массовый расход сетевой воды:

$$m_{с.в.} = \frac{Q_n}{C_p \Delta t} = \frac{i_7 - i_6}{C_p \Delta t} = 1,79 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Внутренняя работа на привод компрессора нижнего цикла (R407c):

$$L_1 = m_{R407c} (i_2 - i_1) = 25,68 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$$

Расход электроэнергии на привод компрессора:

$$W_1 = \frac{L}{\eta_{м.э.}} = 27,03 \frac{\text{кВт}}{\text{с}}$$

Количество теплоты, переданное от теплоносителя нижнего цикла (R407c) теплоносителю верхнего цикла (R134a):

$$Q_{n1} = m_{R407c} (i_3 - i_2) = 159,16 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$$

Работоспособность, передаваемая теплоносителю верхнего цикла:

$$e_1 = Q_{n1} - m_{R134a} T_0 (S_3 - S_2) = 17,77 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$$

Работоспособность, передаваемая геотермальной водой теплоносителю нижнего цикла:

$$e_0 = Q_u - T_0 m_{г.в.} (S_{г.в.}^{г.в.} - S_{г.в.}^{г.в.}) = 19,1 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$$

Коэффициент термодинамического совершенства нижнего цикла:

$$\eta_c^I = \frac{e_1}{e_{01} + L} = 0,34$$

Коэффициент преобразования нижнего цикла:

$$\varphi = \frac{e_{01}}{W} = 4,46.$$

Внутренняя работа компрессора верхнего цикла:

$$L_2 = m_{R134a} (i_5 - i_4) = 29,01 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$$

Расход электроэнергии на привод компрессора:

$$W_2 = \frac{L}{\eta_{м.э.}} = 30,53 \frac{\text{кВт}}{\text{с}}$$

Количество теплоты, передаваемое от теплоносителя верхнего цикла сетевой воде:

$$Q_{n2} = m_{R134a} (i - i) = 167,7 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$$

Работоспособность, передаваемая сетевой воде:

$$e_2 = Q_{n2} - m_{с.в.} T_0 (S_{с.в.}^{с.в.} - S_{с.в.}^{с.в.}) = 58,75 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$$

Эксергия, передаваемая от нижнего цикла к верхнему циклу:

$$e_{02} = Q_{n1} - m_{R407c} T_0 (S - S) = 20,85 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$$

Коэффициент термодинамического совершенства верхнего цикла:

$$\eta_c^{II} = \frac{e_2}{e_{02} + W_2} = 0,648$$

Коэффициент термодинамического совершенства ТНУ:

$$\eta_c^{ТНУ} = \frac{e_1}{e_{01} + W_1 + W_2} = 0,657$$

Коэффициент преобразования ТНУ:

$$\varphi = \frac{Q_{n1}}{W_1 + W_2} = 3,50$$

Термодинамическое совершенство циклов каскадной ТНУ определяется энергетическими потерями в отдельных элементах тепловой схемы установки. В работе выполнен расчет необратимых энергетических потерь энтропийным методом [4]. Составлен энергетический баланс установки, определены энергетические потери в отдельных узлах. Анализ энергетических потерь

позволяет определить узлы с высокими потерями и необходимость их совершенствования. Результаты расчета приведены в табл. 2

Таблица 2

Баланс энергии каскадной теплонасосной установки

Наименование статьи баланса энергии	Аналитическое выражение статьи	Величина статьи баланса	
		кДж/с	% от (e ₀ +W ₁ +W ₂)
Работоспособность (эксергия) теплоты, переданной сетевой воде	$e_T = Q_{кв} - m_{c,в} T_0 (S_{c,в}^{экс} - S_{c,в}^{нэкс})$	58,75	65,75
Энергетические потери в испарителе II контура	$\Pi_{к-и} = T_0 [m_{II} (S_1 - S_4) + m_{m,с} (S_{m,с}^{экс} - S_{m,с}^{нэкс})]$	2,50	2,82
Потери эксергии в конденсаторе II контура	$\Pi_{к} = T_0 [m_{II} (S_7 - S_8) + m_{c,к} (S_{c,к}^{экс} - S_{c,к}^{нэкс})]$	2,30	2,57
Потери эксергии при дросселировании в I контуре	$\Pi_{др} = T_0 m_I (S_4 - S_7)$	4,6824	5,24
Потери эксергии в конденсаторе-испарителе	$\Pi_{к-и} = T_0 [m_I (S_2 - S_1) + m_{II} (S_8 - S_7)]$	5,54	6,21
Потери эксергии при дросселировании во II контуре	$\Pi_{др} = T_0 m_{II} (S_8 - S_7)$	5,2029	5,82
Потери эксергии при сжатии в компрессоре в I контуре	$\Pi_{сж} = T_0 m_{II} (S_2 - S_1)$	4,3136	4,83
Потери эксергии при сжатии в компрессоре во II контуре	$\Pi_{сж} = T_0 m_{II} (S_8 - S_7)$	5,5673	6,23
Потери электричества в I контуре	$\Pi_{эл} = W_I - L_I$	1,520	1,70
Потери электричества во II контуре	$\Pi_{эл} = W_{II} - L_{II}$	1,300	1,45
Итого	$e_T + W_1 + W_2 = e_T + \sum \Pi_i$	91,6	102,2

Определяли также эксергетический КПД установки согласно [11]:

$$\eta_{э} = \frac{Q_{кв} T_R}{W_1 + W_2 + Q_{кв} T_K}$$

где T_R, T_K - температурный фактор Карно соответственно для испарителя и конденсатора. Эксергетический КПД ТНУ равен $\eta_{э} = 0,626$.

Выводы

Выполненные численные исследования показывают эффективность тепловой схемы каскадной ТНУ. Определены оптимальные параметры циклов для рабочих веществ – хладонов R407c и R134a в температурных границах 21...105°C, что показывает возможность использования ТНУ в традиционных системах отопления зданий в температурном режиме 95/70°C при наличии геотермального источника теплоснабжения.

Литература

1. Геотермальное теплохладоснабжение жилых и общественных зданий и сооружений. Нормы проектирования: ВСН 56-87. – [Действующий от 1988-07-01]. – М.: Стройиздат, 1989. – 70 с. – (Ведомственные строительные нормы).
2. Соколов Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Е.Я.Соколов, В.М. Бродянский. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
3. Янговский Е.И. Парокомпрессионные теплонасосные установки / Е.И. Янговский, Ю.В.Пустовалов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 144 с.
4. Гоштейн Д.П. Энтропийный метод расчета энергетических потерь / Д.П. Гоштейн. – М.: Госэнергоиздат, 1951. – 111с.
5. Мартыновский В.С. Термодинамические характеристики циклов тепловых и холодильных машин / В.С. Мартыновский. – М.: Госэнергоиздат, 1952. – 162 с.

6. Розенфельд Л.М. Термодинамическая теория динамического отопления с помощью холодильной машины / Л.М. Розенфельд // Журнал технической физики. – 1952. – Вып. 8., т. 22. – С.18-27.
7. Штейн Л.Л. Конструкция и результаты испытаний МКС на 4,2К на базе теплового насоса / Л.Л. Штейн, А.А. Бычков // Тезисы докладов I Всесоюзной конференции по криогенной технике. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1973. – С. 143-144.
8. Дилевская Е.В. Криогенные микротеплообменники / Е.В. Дилевская – М.: Машиностроение, 1978. – 165 с.
9. Огуречников Л.А. Геотермальные ресурсы в энергетике / Л.А. Огуречников // Альтернативная энергетика и экология. – 2005. – №11. – С. 58-66.
10. Денисова А.Е. Інтегровані системи альтернативного теплопостачання для енергозберігальних технологій: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра. техн. наук : спец. 05.14.06 «Технічна теплофізика і промислова теплоенергетика» / А.Е. Денисова. – Одеса, 2003. – 36 с.
11. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т.В. Морозюк – Одесса: Негициант, 2006. – 721 с.
12. Редько А.А. Ступенчатая система теплоснабжения с теплонасосной установкой / А.А. Редько, В.А. Краснопольский, И.А. Редько, Д.Х. Харлампида // Коммунальное хозяйство городов. – 2008. – Вып. 84. – С. 155-158.
13. Редько А.А. Анализ режимов работы геотермальных теплонасосных установок / А.А. Редько, Д.Х. Харлампида // Нова тема. – 2008. – №4. – С. 21-25.
14. Редько А.А. Исследование термодинамических режимов геотермальных теплонасосных установок / А.А. Редько, Д.Х. Харлампида // Вісник Донбаської національної академії будівництва та архітектури. – 2009. – Вип. 2 (76). – С.86-98.
15. Редько А.О. Методика розрахунку геотермальних теплонасосних установок / А.О. Редько, Д.Х.Харлампіді // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2008. – Вип. 12. – С. 80-91.