

УДК 662.99:536.7

Редько А.А. Павловский С.В.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫХ УСТАНОВОК С КАСКАДНЫМ ЦИКЛОМ ОРГАНИЧЕСКОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Введение. В настоящее время экономия топливно-энергетических ресурсов становится одной из важнейших задач повышения энергоэффективности промышленных и отопительных котельных городских систем теплоснабжения. Одним из методов повышения эффективности котельных агрегатов является преобразование теплоты уходящих газов в когенерационной установке для производства электроэнергии и использование ее для собственных нужд.

Состояние проблемы. Широкое распространение получают теплоутилизационные установки различного назначения с конденсационным циклом Ренкина и органическим рабочим веществом (ОРС) [1]. Процессы преобразования теплоты в электрическую энергию используются в геотермальных, когенерационных и теплоутилизационных энергетических установках [2–5]. Процессы преобразования в теплоутилизационных установках происходят при температуре продуктов сгорания котельного агрегата – 200–220 °С и температуре окружающей среды. Для низкотемпературных циклов Ренкина в данном температурном диапазоне трудно подобрать эффективное рабочее вещество.

Как показывают результаты исследований температурный диапазон необходимо разбивать на несколько: например, до 100 °С; 100–200 °С и подбирать рабочее вещество для каждого диапазона. При этом, результаты исследований также показывают, что рабочие вещества наиболее эффективны в еще более узком температурном диапазоне, около $\Delta t = 30\text{--}50\text{K}$ (°С). Поэтому процессы преобразования теплоты в утилизационных установках могут быть реализованы в каскадных энергетических установках с несколькими рабочими веществами. Результаты исследования этих циклов в холодильной и отопительной технике, процессах производства электроэнергии показывают их перспективность [4;6–8].

Цель работы – повышение термодинамической эффективности теплоутилизационных энергетических установок котельных агрегатов при температуре продуктов сгорания до 200–220 °С.

Основная часть. Постановка задачи исследования и анализ основных результатов. В результате исследования и оптимизации циклов со многими рабочими веществами как в докритическом, так и в сверхкритическом цикле в одноступенчатой энергетической установке было установлено, что максимальная выработка электроэнергии обеспечивается в сверхкритическом цикле при использовании в качестве смесей углеводородов (R600a-iC₄P₁₀, R161, R141v и др.). Однако, температурный потенциал рабочего вещества используется недостаточно эффективно, после расширения в турбине температура пара остается высокой 90–110 °С и выше. Использование каскадной тепловой схемы позволяет обеспечить глубокое снижение температуры рабочего вещества [4–8].

Расчеты выполнялись при следующих допущениях: расход продуктов сгорания в испарителе составляет 27 кг/с (котел КВ-ГМ-50); перепад температур между продуктами сгорания и рабочими веществом $\Delta t = 3;5$ °С; адиабатный КПД турбины – 0,7–0,8;

КПД насоса 0,75–0,80; температура окружающей среды 15 °С. В расчетах сделано допущение – процесс расширения в турбине завершается в однофазной области. Исследовались следующие рабочие вещества:

– в верхнем каскаде: смеси изобутан(R600a)/R141в, изобутан(R600a)/R161, изобутан(R600a)/изопентан(R601a), аммиак – NH₃, R143a.

– в нижнем каскаде: R142в, н-гексан(R602), R143a, R13в, R503в, R404a, R134a, R407a, R410a.

Значение критических параметров исследуемых рабочих веществ приведены в таблице 1.

Таблица 1

Рабочее вещество	Параметр		
	Молекулярная масса	Температура критическая, °С	Давление критическое, МПа
Аммиак NH ₃ (R717)	17,03	132,3	11,33
Изобутан(R600a)/R141в(CH ₃ CClF)	58,12/116,95	134,7/204,4	3,63/4,21
Изобутан(R600a)/R161(CH ₃ -CH ₂ F)	58,12/48,06	134,7/102,2	3,63/5,09
Изобутан(R600a)/изопентан(R601a)	58,12/72,15	134,7/196,6	3,63/3,37
R13в1-CF ₃ Br	148,91	67,1	3,97
R134a-CHF ₂ -CHF ₂	102,03	101,0	4,055
R142в CH ₃ CClF ₂	100,49	136,80	4,150
R143a-CF ₃ CH ₃	84,04	73,15	3,760
R404a(R125/143a/134a)	97,60	72,0	3,72
R407a(R32/125/134a)	90,11	81,8	4,47
R410a(R32/125)	72,58	70,5	4,81
R503в(R23/13)	87,25	18,4	4,28
н-гексан(R602)-C ₆ H ₁₄	110	234,7	3,03

Тепловая схема каскадной энергетической установки приведена на рисунке 1.

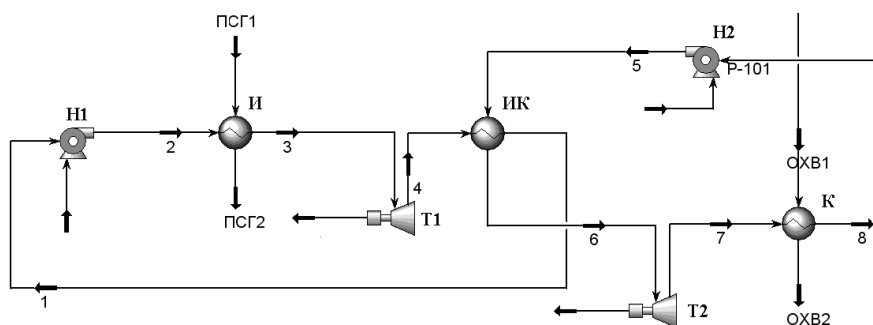


Рисунок 1 – Расчетная тепловая схема каскадной энергетической установки

Энергетическая установка содержит два силовых контура: продукты сгорания (ПСГ) котельного агрегата поступают в утилизатор-испаритель (И) передают теплоту

рабочему веществу первого силового контура и удаляются в атмосферу. Пары рабочего вещества поступают в турбину (Т1), где расширяясь вырабатывают электроэнергию, поступают в испаритель-конденсатор (И-К), где конденсируются и насосом (Н1) снова подаются в утилизатор-испаритель (И). Так замыкается цикл первого рабочего вещества. В конденсаторе-испарителе происходит испарение второго рабочего вещества. Далее пары рабочего вещества поступают в турбину (Т2), где расширяются, вращая электрогенератор, поступают в конденсатор (К), где охлаждается атмосферным воздухом, а затем насосом (Н2) снова подаются в испаритель-конденсатор (И-К), замыкая цикл.

Процессы расширения пара в турбине (Т1) первого рабочего вещества обозначен точками 3–4, второго рабочего вещества – 6–7. В трехкаскадной установке процессы расширения пара в третьем каскаде – 9–10. Параметры рабочих веществ (давление, температура, плотность пара) в соответствующих точках циклов приведены в табл. 2,3.

В таблице 2 приведены теплотехнические параметры каскадного цикла теплоутилизационной энергетической установки. Температура продуктов сгорания котельного агрегата 200–220 °С.

Термодинамическая эффективность циклов определяется коэффициентом преобразования (COP) и коэффициентом утилизации теплоты.

Коэффициент тепломеханического преобразования теплоты определяется:

$$COP = \frac{L_{12} - L_{34}}{Q_{23}}, \quad (1)$$

где L_{12} , L_{34} – работа адиабатического сжатия (расширения) в насосе 1–2 (турбине 3–4) в обратимом процессе:

$$L_{12} = m\nu_1(P_2 - P_1), \quad (2)$$

$$L_{34} = mT_0(i_3 - i_4), \quad (3)$$

где m – массовый расход рабочего вещества; ν , P , i – объем, давление и энтальпия в узловых точках цикла; T_0 – температура окружающей среды; Q_{23} – количество теплоты, подведенное в испарителе в изобарном процессе:

$$Q_{23} = m(i_3 - i_2). \quad (4)$$

Коэффициент утилизации теплоты цикла ORC определяем как отношение действительной электрической мощности станции к максимальной теоретической мощности, которую можно получить при расширении пара в турбине:

$$\eta_u = \frac{W_u}{m[(i - i_0) - T_0(S - S_0)]}, \quad (5)$$

Результаты численных исследований показывают, что в каскадной энергетической установке возможна выработка мощности электроэнергии от 684,2 до 1983,5 кВт, что выше на 17,5–25 %, чем в одноступенчатой энергетической установке. При этом

обеспечивается увеличение коэффициента использования теплоты уходящих газов до 0,90–0,92, значение коэффициента преобразования (COP) составляет 14,4–19,3 %.

Таблица 2

Рабочее вещество	$t_{3,6}$, °C	$t_{4,7}$, °C	$P_{3,6}$, кПа	$P_{4,7}$, кПа	m , кг/с	$\rho_{3,6}$, кг/м ³	W , кВт	$\frac{COP}{\eta_{УТ}}$
верхний каскад установки								
изобутан/изопентан	197	163,8	3400	1200	6,72	69,1	272,1	
нижний каскад установки								
R142в	160,8	42,8	5000	300	15,0	279,3	694,2	0,19/0,39
верхний каскад установки								
изобутан/ R141в	197	138,2	5000	1200	11,6	162,1	445,4	
нижний каскад установки								
н-гексан	135,2	109,2	182,8	30	8,0	4,82	399,6	0,14/0,46
верхний каскад установки								
NH ₃	195	81,0	9500	2500	2,87	51,0	458,9	
нижний каскад установки								
R142в	52,3	30,0	740	340	13,9	31,9	187,1	0,16/0,33
верхний каскад установки								
изобутан/изопентан	195	156,9	3400	1000	6,646	69,8	314,7	
нижний каскад установки								
R142в	151,9	87,8	3000	520	10,64	119,5	369,5	0,18/0,31
верхний каскад установки								
изобутан/изопентан	197	159,1	3400	1000	6,72	69,1	321,3	
нижний каскад установки								
R142в	156,1	90,7	3104	520	10,6	122,2	379,1	0,18/0,32
верхний каскад установки								
изобутан/изопентан	195	146,9	5000	1600	7,43	124,6	262,9	
нижний каскад установки								
R142в	144,9	109,4	1600	530	9,40	54,4	228,4	0,14/0,27
верхний каскад установки								
изобутан / R161	197,0	106,6	6000	500	17,2	119,8	1698,6	
нижний каскад установки								
R404a	103,6	39,2	4860	1200	14,0	268,8	284,9	0,16/0,91
верхний каскад установки								
изобутан/изопентан	197	159,1	3400	1000	6,72	69,1	321,34	
нижний каскад установки								
R142в	156,1	90,7	3100	520	10,6	122,2	379,08	0,18/0,32
верхний каскад установки								
R143a	197	166,8	5000	2500	14,9	128,6	297,6	
нижний каскад установки								
R404a	161,8	146,9	2280	1450	14,3	68,7	159,4	0,08/0,37

Повышение давления перед турбиной до сверхкритического приводит к увеличению выработки электроэнергии по сравнению с докритическим циклом, повышение

плотности рабочего вещества и, соответственно, уменьшению конструктивных размеров (сечений) каналов.

В трехкаскадной энергетической установке (таблица 3) получена электрическая мощность 512 кВт для данных рабочих веществ (R143a,R410a,R134a), значение коэффициента использования теплоты – 37,5%.

В каскадных энергетических установках существенно снижаются затраты мощности на повышение давления рабочего вещества в насосах.

Таблица 3 – Параметры 3-х каскадной энергоустановки

Рабочее вещество	$t_{3,6,9}$, °C	$t_{4,7,10}$, °C	$P_{3,6,9}$, кПа	$P_{4,7,10}$, кПа	W_{3-4} , W_{6-7} , W_{9-10} , кВт
1 ^й каскад установки					
R143a	197	168,9	5000	2500	301,1
2 ^й каскад установки					
R410a	148,3	133,9	3100	2300	130,6
3 ^й каскад установки					
R134a	37,6	26,4	2300	700	80,3

Каскадные энергетические установки характеризуются улучшенными экологическими характеристиками.

Соотношение между отводимой теплотой в конденсаторе (Q_K) и вырабатываемой электрической мощностью (W_T) определяется уравнением:

$$Q_K / W_T = (1/\eta_T) - 1, \quad (6)$$

где η_T – термический КПД энергетической установки, значение которого составляют 0,11–0,17.

Поэтому особенностью низкотемпературных циклов ОРС является значительное количество теплоты, отводимой в установке на единицу вырабатываемой электрической мощности, которое составляет около 7,3–4,8 единиц отработанной теплоты. Поэтому утилизационная одноступенчатая энергетическая установка должна иметь охлаждающую башню (воздушный конденсатор) в 8–8,5 раз больше по охлаждающей способности, чем энергетическая станция комбинированного парогазового цикла с КПД 0,5–0,55.

В каскадных циклах тепловая нагрузка на воздушный конденсатор снижается по сравнению с одноступенчатыми установками в 4–4,5 раза, что существенно уменьшает тепловые выбросы в атмосферу и, поэтому, каскадные установки больше отвечают экологическим требованиям.

Выводы. Численные результаты показывают, что в каскадной утилизационной энергетической установке возможно получение высокой эффективности преобразования теплоты в электроэнергию при температурном потенциале продуктов сгорания топливоиспользующего источника до 200–220 °C. При мощности теплоутилизатора 9986,3 кВт возможна выработка электроэнергии в объеме 1656,9 кВт при КПД цикла 0,167. При этом, в верхнем каскаде осуществляется сверхкритический цикл, в нижнем –

докритический. Также возможно использование в нижнем каскаде сверхкритического цикла. Выбор рабочих веществ и параметров цикла показывает перспективность смесей изобутана с изопентаном, н-гексаном и хладагентами R161, R141в, а также другими.

Литература

1. Пятничко В.А. Утилизация низкопотенциального тепла в энергетических установках с органическими теплоносителями. / В.А. Пятничко // Экологические и ресурсосбережение.– 2002. – №5. С. 10–14.
2. Васильев В.А. Расчет параметров унифицированной геотермальной установки на водоаммиачной смеси / В.А. Васильев, А.В. Кратнов, И.Г. Говорков // Теплоэнергетика. – 1996.– №5. – С. 27–32.
3. Редько А.А. Термодинамическая эффективность циклов геотермальных электрических станций установок // Энергетика: економіка, технологія, екологія.– НТУ «КПІ», 2009.– №1(24).– С. 3–8.
4. Редько А.А. Рациональные термодинамические параметры циклов многоступенчатой геотермальной станции // Проблемы машиностроения.– ИПМаш НАНУ, 2010.– т.13.– №4.– С. 76–82.
5. Редько А.О. Термодинамічний аналіз циклів каскадної тепло насосної установки / А.О. Редько // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання.– К.:КНУБА, 2009.– вип.13.– С. 66–71.
6. Ram H. Commercially successful large scale binary applications / Ram H., Yaha-lom Y. //GRC Bulletin, 1988. – V.17. – №5. – P. 18–23.
7. Giovanni Di Nikola, Giuliano Giuliani, Fabio Polonara, Roman Stryjek. Blend of carbon dioxide and HFC as working fluids for the low-temperature circuit in cascade refrigerating system. – International Journal of Refrigeration 28 (2005). – P. 130–140.
8. Хмельнюк М.Г., Корба Е.Н. Природные хладагенты и их смеси как новые, «старые» рабочие тела холодильных машин. // Холодильная техника і технологія. – 2008. – №4(114).– С. 16–20

УДК 662.99:536.7

Редько А.О. Павловський С.В.

ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЙНИХ УСТАНОВОК З КАСКАДНИМ ЦИКЛОМ ОРГАНІЧНОГО ТЕПЛОНОСІЯ

Наводяться результати чисельного дослідження термодинамічних параметрів циклів утилізаційних установок з когенераційним силовим контуром. Результати показують підвищення коефіцієнта утилізації теплоти і збільшення вироблення електричної енергії в установці з каскадним циклом.

Redko A.A., Pavlovskiy S.V.

THERMODYNAMIC EFFECTIVENESS OF HEATUTILIZATION POWER INSTALLATION WITH CASCOD CYCLE OF ORGANIC COOLANT

In article numerical research results of thermodynamic parameters of cycles heatutilization power installations with cogeneration force loop are considered. results show increasing of utilization heatin coefficient and extending of power production in the installation with force loop.