ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ОРГАНИЧЕСКОГО ЦИКЛА РЕНКИНА ДЛЯ ИСТОЧНИКОВ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ

А.В. Дологлонян¹, В.Т. Матвеенко²

¹ Институт природно-технических систем, РФ, г. Севастополь, ул. Ленина, 28 *E-mail: dologlonyan@mail.ru*

² Черноморское высшее военно-морское ордена Красной Звезды училище им. П.С. Нахимова, РФ, г. Севастополь, ул. Дыбенко, 1a *E-mail: mvt3900@mail.ru*

Определено, что при оптимизации мощности установки органического цикла Ренкина (ОЦР) существует два независимых параметра – разность между температурой источника низкопотенциальной энергии (ИНЭ) и температурой пара на входе в турбину (ΔT_1) и разность между критической температурой рабочего тела и температурой насыщения в цикле (ΔT_3). Существенным параметром для оптимизации мощности установки ОЦР является ΔT_3 . Установлено, что наибольшее значение при выборе рабочего тела имеют величина критической температуры, характер рабочего тела («сухое» или «влажное») и соотношение между его критической температурой и температурой ИНЭ.

Ключевые слова: органический цикл Ренкина, источник низкопотенциальной энергии, рабочее тело.

Поступила в редакцию: 26.06.2019. После доработки: 05.07.2019.

Введение. Потребление энергии в мире ежегодно увеличивается, при этом значительную часть ее составляет тепловая энергия, получаемая за счет сжигания углеводородных топлив и в результате контролируемого протекания ядерных реакций. Кроме того, имеются источники низкопотенциальной тепловой энергии. В последние десятилетия большие усилия прилагаются для того, чтобы каким-то образом использовать низкопотенциальную энергию, которая в огромных количествах вместе с продуктами сгорания и охлаждающей жидкостью выбрасывается в окружающую среду. Все более широкое распространение получают альтернативные источники тепловой энергии. По результатам анализа отечественной и зарубежной литературы, возможно выделить 4 типа ИНЭ, являющихся перспективными для освоения и требующих разработки специфического подхода к их использованию в качестве энергетических ресурсов [1, 2]:

– геотермальное тепло;

 тепловая мощность солнечного излучения;

 тепловые выбросы промышленности, в т.ч. энергетических установок; тепловые потоки от двигателей и бортовой аппаратуры транспортных систем.

Особенность вышеприведенных источников – наличие отличной от окружающей среды температуры, которой бывает недостаточно для организации традиционных паросиловых циклов на водяном паре.

Температурный напор (разница между температурой теплового источника и окружающей средой) для этих источников лежит в диапазоне 60–300°С.

Для утилизации низкопотенциальной энергии все чаще применяется цикл Ренкина с альтернативными рабочими телами, в качестве которых обычно используются органические вещества (класс соединений, в состав которых входит углерод, за исключением карбидов, карбонатов, оксидов углерода и цианидов), с более низкой, чем у воды, температурой кипения. Благодаря этому обстоятельству появляется возможность реализации цикла Ренкина при более низкой температуре. Соответствующий цикл получил название органический цикл Ренкина (Organic Rankine Cycle).

Обзор литературы показывает, что

направление энергетики, связанной с утилизацией остаточного тепла (тепловых отходов) и использования альтернативных источников энергии, в последнее время интенсивно развивается [3–6].

В настоящей работе значительное внимание уделено вопросам выбора рабочего тела и предложен подход к оптимизации параметров ОЦР при докритических давлениях.

Принцип работы ОЦР. Рабочим телом в ОЦР является вещество, имеющее более низкую, чем у воды, температуру кипения. Благодаря этому, испарение рабочего тела происходит при относительно низкой температуре, что и позволяет утилизировать низкопотенциальную энергию. На рис. 1 и 2 приведены две схемы, иллюстрирующие идею ОЦР. На рис. 1 изображена схема ОЦР без регенератора, на рис. 2 – схема ОЦР с регенератором. Принцип работы установки вполне очевиден. На рис. 1 насос закачи-



ЭГ – электрогенератор; ПТ – паровая турбина; КД – конденсатор; ЦН – циркуляционный насос; ПГ – парогенератор **Рис. 1.** Схема ОЦР без регенератора

вает рабочее тело в жидком состоянии в парогенератор, где при высоком давлении оно испаряется, пар попадает в турбину, в которой, расширяясь, совершает работу. Вал турбины приводит в действие электрогенератор. Отработанный пар охлаждается, и рабочее тело конденсируется. Далее вещество в жидком состоянии попадает в насос и цикл замыкается. В схеме на рис. 2 рабочее тело на выходе из турбины попадает в регенеративный теплообменник, где отдает часть тепловой энергии сжатой жидкости, которая направляется в нагреватель. Тепловая энергия обычно переносится от источника теплоты к рабочему телу с использованием промежуточного теплоносителя, в качестве которого часто применяется термальное масло (например, Даутерм). Использование промежуточного теплоносителя позволяет избежать локального перегрева рабочего тела.



РТ – регенеративный теплообменник; остальные обозначения как на рис. 1 **Рис. 2.** Схема ОЦР с регенератором

Схема ОЦР с перегревом в Т-ѕ координатах изображена на рис. 3.



Рис. 3. Органический цикл Ренкина с перегревом без регенерации (а) и с регенерацией (б)

Математическая модель мощности паротурбинной установки без регенерации, работающей по циклу Ренкина. Мощность ПТУ без регенерации можно определить по выражению [7].

$$N_r = D_b \left[\left(h_1 - h_2 \right) - L_p \right], \tag{1}$$

где D_b – расход рабочего тела, кг/с; h_1 –



кДж/кг.

Рис. 4. Температурная диаграмма парогенератора (одномерное распределение температур по площади парогенератора)

В соответствии с [8] и рис. 4 количество пара, вырабатываемого парогенератором, определяется выражением

$$D_{b} = \frac{G_{g}c_{pg}\left(T_{gs} - T_{s1} - \Delta T_{2}\right)}{r + c_{p1}\left(T_{gs} - T_{s1} - \Delta T_{1}\right)},$$
 (2)

где Gg – расход теплоносителя через парогенератор, кг/с; c_{pg} – удельная массовая теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг К); T_{gs} – температура теплоносителя на входе в парогенератор, К; T_{ge} температура теплоносителя на выходе из парогенератора, К; Т₁ – температура пара на входе в турбину, К; T_{s1} – температура насыщения рабочего тела при давлении *p*₁, К; *c*_{*p*1} – удельная массовая теплоемкость пара на участке T_{s1}-T₁, кДж/(кг К); r – теплота фазового перехода при давлении р₁, кДж/кг; T_c – критическая температура рабочего тела, К.

В соответствии с рис. 4

Ν

 $T_{s1} = T_c - \Delta T_3; T_1 = T_{gs} - \Delta T_1.$ (3)

Подставив выражения (3) в формулу (2), получится выражение для расхода

рабочего тела, в котором два независимых параметра – это ΔT_1 и ΔT_3 .

энтальпия пара на входе в турбину,

 $\kappa Д ж/\kappa \Gamma; h_2 - энтальпия пара на выходе из$

турбины, кДж/кг; L_p – работа насоса,

нераторе изображен на рис. 4.

Процесс парообразования в пароге-

$$D_{b} = \frac{G_{g} c_{pg} \left(T_{gs} - T_{c} + \Delta T_{3} - \Delta T_{2}\right)}{r + c_{p1} \left(T_{gs} - T_{c} + \Delta T_{3} - \Delta T_{1}\right)}.$$
 (4)

Перепад энтальпий в выражении (1) можно представить в виде [8]

$$h_1 - h_2 = c_{p12} \left(T_{gs} - \Delta T_1 \right) \left(1 - \pi_t^{-m \eta_{pt}} \right),$$
 (5)

где η_{pt} – политропный КПД паровой турбины; m = (k-1)/k; k – показатель адиабаты пара; $\pi_t = P_1/P_2$ – степень расширения в турбине; P_1 – давление на входе в турбину, кПа; P_2 – давление на выходе из турбины, кПа; c_{p12} – удельная массовая теплоемкость пара в процессе расширения, кДж/кг.

В выражении (5) давление на входе в турбину P_1 , а следовательно, и π_t зависит от ΔT_3 .

Подстановка выражений (4) и (5) в (1), даст зависимость мощности паровой турбины от ΔT_1 и ΔT_3 .

$$V_{t} = \frac{G_{g} c_{pg} \left(T_{gs} - T_{c} + \Delta T_{3} - \Delta T_{2}\right)}{r + c_{p1} \left(T_{gs} - T_{c} + \Delta T_{3} - \Delta T_{1}\right)} \left[c_{p12} \left(T_{gs} - \Delta T_{1}\right) \left(1 - \pi_{t}^{-m \eta_{pt}}\right) - L_{p} \right].$$
(6)

Формула (6) показывает, что при заданном режиме ИНЭ – G_g , T_{gs} – единственными независимыми параметрами являются ΔT_1 и ΔT_3 , которые в дальней-

шем будут использоваться для оптимизации параметров ОЦР. Для моделирования установок, изображенных на рис. 1 и 2 были приняты параметры, представленные в табл. 1. В качестве теплоносителя было принято термальное масло Даутерм, свойства которого описаны в [9]. Свойства рабочих тел (см. табл. 2) взяты в [10].

Таблица 1. Параметры установок ОЦР

Наименование параметра	Ед.	Численное
	измерения	значение
Адиабатный КПД турбины		0,82
КПД насоса		0,78
Коэффициент восстановления давления в парогенераторе		0,92
Коэффициент восстановления давления в конденсаторе	_	0,96
Коэффициент восстановления давления в регенеративном теплообменнике	_	0,96
Степень регенерации	_	0,9
Минимальный температурный напор на выходе из испари- тельного пучка	К	10
Температура конденсации	К	308,15
Расход теплоносителя	кг/с	1

Tat	блица 2.	Некоторые	свойства	рабочих	тел,	использованных	в раб	боте
-----	----------	-----------	----------	---------	------	----------------	-------	------

Обозначение рабочего	Monoraranan	Критическое	Критическая	
тела	молекулярный вес	давление, МПа	температура, К	
R-717 (аммиак)	17,03	11,33	405,4	
R-718 (вода)	18	22,06	647,3	
R-123	152,93	3,66	456,83	
R-1233zd	130,5	3,57	438,75	
R-245fa	134,05	3,64	427,2	

Оптимизация параметров ОЦР. При утилизации низкопотенциальной энергии наиболее важным показателем эффективности является мощность установки, при этом эффективный КПД и максимальная мощность имеют максимум при различных значениях одних и тех же параметров, что и показано на рис. 5.



Рис. 5. Зависимость мощности (а) и КПД (б) установки ОЦР без регенерации, работающей на аммиаке от ΔT_3 при $\Delta T_1 = 25$ К и при $T_{gs} = 433$ К

Для определения влияния параметра ΔT_1 на эффективность установки ОЦР необходимо исследовать выражение (6).

Формула (6), при допущении, что c_{p1} и c_{p12} не зависят от ΔT_1 , является дробнолинейной функцией относительно ΔT_1 . Следовательно (6) не имеет оптимума относительно ΔT_1 . Характер зависимости мощности паровой турбины от ΔT_1 зависит от поведения дробно-линейной функции, который, в свою очередь, зависит от термодинамических свойств рабочего тела. В зависимости от взаимного соотношения коэффициентов в этой функции она может быть монотонновозрастающей или монотонноубывающей.

$$N_r = \frac{a_1 - \Delta T_1}{a_2 - b_2 \,\Delta T_1},\tag{7}$$

где
$$a_1 = T_{gs} - \frac{L_p}{c_{p12} \left(1 - \pi_t^{-m \eta_{pt}}\right)}; a_2 = \frac{r + c_{p1} \left(T_{gs} - T_c + \Delta T_3\right)}{G_g c_{pg} \left(T_{gs} - T_c + \Delta T_3 - \Delta T_2\right) c_{p12} \left(1 - \pi_t^{-m \eta_{pt}}\right)};$$

 $b_2 = \frac{c_{p1}}{G_g c_{pg} \left(T_{gs} - T_c + \Delta T_3 - \Delta T_2\right) c_{p12} \left(1 - \pi_t^{-m \eta_{pt}}\right)}.$

Так, если $a_2 >> a_1$ дробно-линейная функция будет монотонно-убывающей, а если $a_2 < a_1$, то – монотонно-возрастающей. Первый случай (см. рис. 6) характерен для рабочих тел с

большой теплотой фазового перехода (вода, аммиак) а второй (см. рис. 7) для, соответственно, малой (R-123, R-245fa, R-1233zd и т.п.).



Рис. 6. Зависимость мощности установки ОЦР без регенерации от ΔT_1 , при T_{gs} = 433 K, работающей на R-717 (a), R-718 (б)



Рис. 7. Зависимость мощности установки ОЦР без регенерации от ΔT_1 , при $T_{gs} = 433$ К, работающей на R-1233zd (а), R-245fa (б) и R-123 (в) и при $T_{gs} = 548$ К и $\Delta T_3 = 0$ (г)

В работе [11] отмечается, что в зависимости от наклона линии насыщенного пара на *T-s* диаграмме вещества можно разделить на «сухие», «влажные» и «изоэнтропийные», см. рис. 8.

Если обозначить тангенс угла накло-

на $\xi = ds/dT$, то для «сухих» веществ $\xi > 0$, для «влажных» $\xi < 0$, а для «изоэнтропийных» $\xi = 0$. Вода и аммиак относятся к «влажным» веществам, а R-1233zd, R-245fa и R-123 – к «сухим». Результаты расчетов, представленные на рис. 6 и 7, показывают, что для «сухих» веществ мощность паротурбинной установки (ПТУ) увеличивается с ростом ΔT_1 , а для «влажных» — уменьшается. Применение «сухих» рабочих тел позволяет использовать схемы с регенерацией, что повышает эффективность ПТУ, либо теплота

рабочего тела после турбины может быть использована для целей теплофикации. «Влажные» рабочие тела после расширения в турбине, как правило, находятся в состоянии насыщенного пара, поэтому их нельзя использовать для теплоснабжения.



Рис. 8. *Т-s* диаграммы веществ, а) – «влажного», б) – «изоэнтропийного», в) – «сухого»

Поскольку теплота фазового перехода (r), степень расширения в паровой турбине (π_t), работа конденсатного насоса (L_p) являются функциями ΔT_3 , то выражение (6) является сложной функцией от ΔT_3 , вид которой зависит от рода рабочего тела, то оптимизация мощности ПТУ производилась численно. Пример такой оптимизации изображен на рис. 9. Все представленных рабочие тела показали примерно одинаковый результат _N при оптимизации, кроме воды, поскольку критическая температура воды, в отличие от других рабочих тел, существенно выше температуры источника теплоты. Также заметно, что оптимальный перепад (ΔT_{3opt}) зависит от величины критической температуры рабочего тела, чем она выше, тем больше ΔT_{3opt} . Это касается как «влажных», так и «сухих» рабочих тел.



Рис. 9. Зависимость мощности установки ОЦР без регенерации от ΔT_3 , при $T_{gs} = 433$ К и $\Delta T_1 = 25$ К, работающей на R-1233zd, R-245fa, R-123 (a) и R-717, R-718 (б)

В результате анализа [11] установлено, что наибольшее значение при выборе рабочего тела имеют величина критической температуры и значение тангенса угла наклона ξ . Однако, не меньшее значение имеет и соотношение между критической температурой (T_c) и температурой ИНЭ (T_{gs}). На рис. 10 показаны результаты моделирования установки ОЦР с теми же рабочими телами, что и на рис. 9, но при температуре ИНЭ, существенно превышающей критическую температуру этих тел (кроме воды см. табл. 2). Рис. 10 показывает отсутствие оптимумов (кроме воды). Это говорит о том, что наибольшая мощность установки ОЦР будет достигнута при значении ΔT_3 эквивалентному критическому давлению, т.е. при $\Delta T_{3opt} = 0$.



Рис. 10. Зависимость мощности установки ОЦР без регенерации от ΔT_3 , при $T_{gs} = 548$ К и $\Delta T_1 = 25$ К, работающей на R-1233zd, R-245fa, R-123 (a) и R-717, R-718 (б)

Математическая модель мощности паротурбинной установки без регенерации, работающей по циклу Ренкина. Схема ПТУ с регенерацией представлена на рис. 2. Органический цикл Ренкина представлен на рис. 3 б.

В соответствии с рис. 3 б тепловой баланс регенеративного теплообменника можно выразить зависимостью:

$$h_{3w} - h_{2w} = (h_{2r} - h_{2s})\eta_r,$$
(8)

где h_{3w} – энтальпия рабочего тела на выходе из РТ, кДж/кг; h_{2w} – энтальпия рабочего тела на выходе из конденсатора, кДж/кг; h_{2r} – энтальпия рабочего тела на выходе из паровой турбины, кДж/кг; h_{2s} – энтальпия рабочего тела на входе в конденсатор, кДж/кг; η_r – эффективность РТ.

Преобразование (8) даст зависимость для h_{3w} :

$$h_{3w} = h_{2w} + (h_{2r} - h_{2s})\eta_r.$$
 (9)

Если общее количество теплоты ИНЭ, переданное в цикле, остается

неизменным, то преимущество регенерации заключается в увеличении расхода пара, поступающего в турбину.

Количество теплоты в цикле без регенерации будет равно

$$Q = D_b \left(h_1 - h_{2w} \right).$$
 (10)

Количество теплоты в цикле с регенерацией будет равно

$$Q = D_{br} \left(h_1 - h_{3w} \right), \qquad (11)$$

где D_{br} – расход пара в цикле с регенерацией, кг/с.

Учитывая выражения (9-11) расход пара в цикле с регенерацией будет равен

$$D_{br} = D_b \frac{h_1 - h_{2w}}{h_1 - h_{3w}} .$$
 (12)

Зная, что $h_1 = c_{p1} \left(T_{gs} - \Delta T_1 \right);$

$$h_{2s} = h_{2w} + r;$$
 $h_{2r} = c_{p12} (T_{gs} - \Delta T_1) \pi_t^{-m \eta_{pt}}$

расход пара в цикле с регенерацией можно выразить через ΔT_1 и расход пара в цикле без регенерации

$$D_{br} = D_{b} \frac{1}{1 - \frac{c_{p12} \left(T_{gs} - \Delta T_{1}\right) \pi_{t}^{-m \eta_{pr}} - \left(h_{2w} + r\right)}{c_{p1} \left(T_{gs} - \Delta T_{1}\right) - h_{2w}} \eta_{r}}.$$
(13)

Подстановка выражений (4) и (13) в (6) даст зависимость мощности паротурбинной установки с регенерацией от ΔT_1 и ΔT_3 .

$$N_{tr} = \frac{G_g c_{pg} \left(T_{gs} - T_c + \Delta T_3 - \Delta T_2\right) \left[c_{p12} \left(T_{gs} - \Delta T_1\right) \left(1 - \pi_t^{-m \eta_{pt}}\right) - L_p\right]}{r + c_{p1} \left(T_{gs} - T_c + \Delta T_3 - \Delta T_1\right) \left[1 - \frac{c_{p12} \left(T_{gs} - \Delta T_1\right) \pi_t^{-m \eta_{pt}} - (h_{2w} + r)}{c_{p1} \left(T_{gs} - \Delta T_1\right) - h_{2w}} \eta_r\right]}.$$
(14)

Выражение (14) представляет собой довольно сложную дробно-квадратичную функцию относительно ΔT_1 . Представленные на рис. 11 графики показывают, что при малых температурах ИНЭ характер зависимости мощности от



Рис. 11. Зависимость мощности установки ОЦР с регенерацией от ΔT_1 , при $T_{gs} = 433$ K (a), $T_{gs} = 548$ K (a) и $\Delta T_3 = 0$, работающей на R-1233zd, R-245fa, R-123

Характер зависимости мощности паротурбинной установки с регенерацией от ΔT_3 (рис. 12) аналогичен установкам без регенерации (рис. 9) и при больших и при малых температурах ИНЭ.



Рис. 12. Зависимость мощности установки ОЦР с регенерацией от ΔT_3 , при T_{gs} = 433 K (a), T_{gs} = 548 K (a) и ΔT_1 = 25 K, работающей на R-1233zd, R-245fa, R-123

Вопросы выбора рабочего тела для ОЦР рассмотрены во многих работах, см. например [12–16]. В большинстве случаев для сравнения характеристик перспективных рабочих тел используется термодинамическая модель цикла. При этом главным критерием сравнения зачастую является термическая эффективность цикла, которая существенно зависит от физико-химических свойств рабочего тела. В общем случае при выборе рабочего тела необходимо принять во внимание следующие соображения.

1. Для данного рабочего диапазона температур удельная работа цикла должна быть максимальной.

2. Низкая вязкость жидкой и паровой фаз должна обеспечить малые потери на трение и большое значение коэффициента теплоотдачи. 3. Высокая теплопроводность рабочего тела позволит обеспечить эффективный нагрев и охлаждение его в теплообменниках.

4. Давление насыщенных паров рабочего тела в цикле Ренкина не должно быть ни слишком большим, ни очень маленьким, поскольку в противном случае могут возникнуть проблемы создания вакуума и обеспечения прочности и герметичности трубопроводов и арматуры.

5. Важным требованием к рабочему телу является термическая стабильность в области высоких температур.

6. Вещество не должно замерзать во всем диапазоне рабочих температур. Поэтому тройная точка рабочего тела должна лежать ниже наименьшей температуры цикла. 7. Рабочее тело не должно быть токсичным и легковоспламеняющимся, а попадание его в окружающую среду не должно вызывать загрязнения.

8. Желательно, чтобы рабочее тело было недорогим и легкодоступным. В этом отношении вещества, используемые в холодильной промышленности, являются хорошими кандидатами на роль рабочего тела в ОЦР.

Как видно из рис. 10 наибольшую мощность установка ОЦР без регенерации получает от использования в качестве рабочего тела R-123 или R-717 при температурах источника теплоты существенно выше критических температур рабочего тела. Для источников теплоты с небольшими температурами немного больше или меньше критической температуры рабочего тела лучше подойдут (из представленных в работе) вещества R-245fa и R-717.

Как видно из рис. 9 и 10 аммиак удовлетворяет практически всем требованиям, перечисленным выше, кроме седьмого и если установка работает на открытом воздухе, то опасности практически нет. Аммиак является экологически чистым веществом, также он очень хорошо подходит как для работы с источниками теплоты с высокой температурой, так и с достаточно низкой.

Для установок с регенерацией, как видно из рис. 11 и 12 для источников теплоты с небольшими температурами немного больше или меньше критической температуры рабочего тела лучше подойдет R-245fa, а при температурах источника теплоты существенно выше критических температур рабочего тела -R-123. Наиболее перспективным для установок с регенерацией является R-1233zd, поскольку удовлетворяет (в отличие от R-245fa и R-123) требованиям Киотского протокола [17] и одинаково хорошо подходит, как для работы с источниками теплоты с высокой температурой, так и с достаточно низкой.

Заключение. Применение органического цикла Ренкина позволяет использовать низкопотенциальную тепловую энергию выхлопных газов, геотермальных источников, энергию Солнца и других тепловых потоков с относительно невысокой температурой. Существенным параметром для оптимизации мощности установки ОЦР является разность между критической температурой рабочего тела и температурой насыщения в цикле. Показано, что в установках без регенерации для «сухих» веществ мощность паротурбинной установки увеличивается с ростом ΔT_1 , а для «влажных» – уменьшается. В установках с регенерацией при умеренных температурах ИНЭ мощность падает с ростом ΔT_1 , а для больших – растет.

Установлено, что наибольшее значение при выборе рабочего тела имеют величина критической температуры, значение тангенса угла наклона ξ и соотношение между критической температурой (T_c) и температурой ИНЭ (T_{gs}).

Показано, что при температуре ИНЭ, существенно превышающей критическую температуру рабочего тела, наибольшая мощность установки ОЦР будет достигнута при значении ΔT_3 эквивалентному критическому давлению, т.е. при $\Delta T_{3\text{opt}} = 0$.

В установках без регенерации аммиак, в качестве рабочего тела, очень хорошо подходит как для работы с источниками теплоты с высокой температурой, так и с достаточно низкой. В установках с регенерацией наиболее перспективным рабочим телом из представленных является R-1233zd.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Brasz Joost J., Biederman Bruce P., Holdmann G. Power production from a moderate-temperature geothermal resource / Paper presented at the Geothermal resources council annual meeting September 25-28th, 2005; Reno, NV, USA.

2. *Karellas S., Schuster A.* Supercritical Fluid Parameters in Organic Rankine Cycle Applications // Int. J. of Thermodynamics. Vol. 11 (No. 3), P. 101–108, September 2008.

3. Velez F., Segovia J.J., Martin M.C., Antolin G., Chejne F., Quijano A. A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2012. Vol. 16, no. 6. P. 4175–4189. 4. Quoilin S., Van Den Broekb M., Declayea S., Dewallefa P., Lemorta V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2013. Vol. 22. P. 168–186.

5. Янчошек Л., Кунц П. Органический цикл Ренкина: использование в когенерации // Турбины и дизели. 2012. № 2. С. 50–53.

6. *Tchanche B.F.*, Lambrinos Gr., Frangoudakis A., Papadakis G. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2011. Vol. 15, iss. 8. P. 3963– 3979.

7. Григорьев В.А., Зорин В.М. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент. Справочник / под общ. ред. чл.-корр. АН СССР В.А. Григорьева, В.М. Зорина. 2-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1988. 560 с.

8. Слободянюк Л.И. Проектирование судовых газотурбинных двигателей. – Киев: ИСМО, 1996. 168 с.

9. Сетевой ресурс:

http://neochemical.ru/File/DOWTHERM_ A_TDS_Russian.pdf (дата обращения: 31.05.19).

10. Сетевой ресурс:

https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/ (дата обращения: 31.05.19).

11. Chen H., Goswami D.Y., Stefanakos E.K. A review of thermodynamic cycles

and working fluids for the conversion of low-grade heat // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2010. Vol. 14. P. 3059–3067.

12. Saleh B., Koglbauer G., Wendland M., Fischer J. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles // Energy. 2007. Vol. 32. P. 1210–1221. http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2006.07. 001

13. *Drescher U.*, Brüggemann D. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants // Applied Thermal Engineering. 2007. Vol. 27. P. 223–228.

14. *Tchanche B.F.*, Papadakis G., Lambrinos G., Frangoudakis A. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle // Applied Thermal Engineering. 2009. Vol. 29, no. 11-12. P. 2468–2476.

15. *Mikielewicz D., Mikielewicz J.* A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP // Applied Thermal Engineering. 2010. Vol. 30. P. 2357–2362.

16. *Lakew A.A.*, *Bolland O.* Working fluids for low-temperature heat source // Applied Thermal Engineering. 2010. Vol. 30. P. 1262–1268.

17. *Киотский* протокол к рамочной конвенции организации объединенных наций об изменении климата – Киото: 1997. 43 с. https://unfccc.int/resource/docs/ convkp/kprus.pdf (дата обращения: 31.05.19).

OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF ORGANIC RANKINE CYCLE FOR THE SOURCE OF LOW-POTENTIAL ENERGY

A.V. Dologlonyan, V.T. Matviienko

Institute of Natural and Technical Systems, RF, Sevastopol, Lenin St., 28

It has been determined that by optimization of power of the organic Renkine cycle (OCR) there are two independent parameters – the difference between temperature of the source of low-potential energy (SLE) and the temperature of the steam at the turbine inlet (ΔT_1) as well as the difference between the critical temperature of the working medium and saturation temperature of the cycle (ΔT_3) . It has been found that when choosing the working medium, the value of the critical temperature, the character of the working medium ("dry" or "wet") and the ratio between its critical temperature and temperature of SLE are of the highest value.

Keywords: organic Renkine cycle, source of low-potential energy, working medium.