



ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ОРГАНИЧЕСКОГО ЦИКЛА РЕНКИНА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПОТЕНЦИАЛА ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ ВОД КАЛИНИНГРАДСКОЙ ОБЛАСТИ

К. О. Пшеничный, студент

E-mail: esketit31415@mail.ru

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный
технический университет»

С. В. Кункевич, к. т. н., доцент

E-mail: skunkevich@mail.ru

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный
технический университет»

Выполнено термодинамическое моделирование органического цикла Ренкина (ORC) на базе использования тепла подземных вод Калининградской области. С использованием разработанной программы в среде Python, проведен сравнительный анализ термического КПД, массового расхода рабочего тела и генерируемой электрической мощности для ряда органических веществ (R245fa, R1233zd(E), R1336mzz(E) и др.) при температурах греющей среды от 80 до 100 °С. Определены оптимальные рабочие тела и параметры цикла, обеспечивающие максимальную эффективность. Результаты могут быть использованы при проектировании энергоустановок на базе ORC для геотермальных станций и промышленных источников вторичного тепла.

Ключевые слова: органический цикл Ренкина, термодинамический анализ, Python-модель, утилизация тепла, геотермальная энергия, выбор рабочего тела.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из наиболее эффективных способов преобразования низкопотенциального тепла в электроэнергию является органический цикл Ренкина (ORC), широко применяемый в мировой практике на геотермальных, биогазовых и промышленных установках.

Тепло геотермальных вод Калининградской области представляет большой интерес. Внедрение ORC-установок на таких потоках позволило бы увеличить выработку «зеленой» электроэнергии, тем самым повысить степень независимости Калининградской области от традиционных видов топлива. Однако для обоснования выбора параметров такой установки и рабочего тела необходим инструмент, позволяющий оперативно оценивать эффективность цикла при изменении внешних условий.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектом исследования является органический цикл Ренкина (ORC), предназначенный для преобразования низкопотенциального тепла геотермальных вод в электрическую энергию. В качестве источника тепла рассматриваются подземные воды кембрийских отложений Калининградской области, залегающие на глубине 1500–2500 м. Согласно данным геологической разведки, температура таких вод может достигать 80–100 °С [1], что позволяет использовать их в качестве греющей среды для ORC-установок. Наиболее перспективным для энергетических целей определено Веселовское месторождение с температурой воды до 94 °С [1].

В работе исследуется докритический цикл ORC с регенеративным подогревателем (экономайзером). Термодинамическому анализу подвергаются процессы, происходящие в основных элементах установки: испарителе, турбине (расширителе), регенераторе, конденсаторе и питательном насосе. В качестве рабочих тел рассматриваются три органических флюида с сухой кривой насыщения: R245fa (1,1,1,3,3-пентафторпропан), R1233zd(E) (транс-1-хлор-3,3,3-трифторпропен) и R1336mzz(E) (транс-1,1,1,4,4,4-гексафтор-2-бутен). Выбор данных флюидов обусловлен их критическими температурами (130–166 °C), безопасностью (нулевой озоноразрушающий потенциал) и соответствием требованиям низкотемпературных ORC-приложений.

ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью настоящей работы является термодинамическая оценка эффективности органического цикла Ренкина при использовании тепла геотермальных вод Калининградской области в качестве греющей среды. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать параметрическую математическую модель докритического цикла ORC с регенеративным подогревателем, учитывающую теплофизические свойства органических рабочих тел и допускающую варьирование начальных параметров греющей среды (температура от 80 до 100 °C, массовый расход от 100 до 150 кг/с).
2. Реализовать модель в среде программирования Python с использованием библиотеки CoolProp для автоматизированного расчета термодинамических свойств рабочих тел.
3. Выполнить сравнительный анализ термического КПД, массового расхода рабочего тела, генерируемой электрической мощности и тепловой нагрузки испарителя для трех органических флюидов (R245fa, R1233zd(E), R1336mzz(E)) в зависимости от температуры источника.
4. Определить рабочие тела и режимные параметры, обеспечивающие максимальную эффективность установки для условий геотермальных вод кембрийских отложений Калининградской области.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследование базируется на термодинамическом анализе докритического органического цикла Ренкина с регенеративным подогревателем. Разработана параметрическая математическая модель, реализованная на языке программирования Python с использованием библиотеки CoolProp для определения теплофизических свойств рабочих тел. Для расчета свойств в библиотеке CoolProp [2] использовалось высокоточное уравнение состояния Гельмгольца, погрешность которого в рассматриваемом диапазоне параметров (25–100 °C, до 1,3 МПа) пренебрежимо мала по сравнению с другими допущениями модели. Тестовые расчеты с кубическими уравнениями состояния показали, что их применение привело бы к изменению итоговой электрической мощности не более чем на 2–3 %, что не влияет на качественные выводы работы [3]. Модель позволяет рассчитывать основные энергетические характеристики цикла в зависимости от температуры и расхода геотермальной воды, а также от свойств выбранного органического флюида. Подробное описание расчетной схемы, допущений и алгоритма представлено в разделе «Расчетная модель».

РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ

Для термодинамического анализа эффективности ORC-установки была разработана параметрическая математическая модель, реализованная на языке программирования Python с использованием библиотеки CoolProp для определения теплофизических свойств рабочих тел. Модель позволяет рассчитать основные энергетические характеристики цикла в зависимости от температуры и расхода геотермальной воды (греющей среды), а также свойств выбранного органического флюида. Полученные значения являются максимально возможными при данных исходных условиях с учетом вводимых допущений.

Ожидаемая электрическая мощность установки находится в диапазоне от 1 до 5 МВт. Для таких мощностей оптимальными типами расширительных машин являются: радиально-осевая турбина, осевая турбина, радиальный расширитель, многоступенчатая осевая турбина. Внутренний КПД для таких установок находится в пределах от 70 до 90 %, далее в работе внутренний КПД для всех расчетов был принят равным 70 % [4–9].

Расчет выполняется при следующих фиксированных исходных данных и допущениях.

- Температура геотермальной воды на входе в испаритель: $t_{\text{ист}}$ (варьирует от 80 до 100 °С).
 - Массовый расход геотермальной воды: $G_{\text{ист}}$ (100, 125, 150 кг/с).
 - Температура конденсации рабочего тела: $t_{\text{конд}} = 25$ °С.
 - Минимальный температурный напор (недогрев) в испарителе принят равным 5 °С.
- Таким образом, температура испарения рабочего тела $t_{\text{исп}}$ определяется как

$$t_{\text{исп}} = t_{\text{ист}} - 5 \text{ °С}.$$

- Изэнтропийный КПД турбины (расширителя) принят постоянным: $\eta_{\text{турб}} = 0,7$.
- Изэнтропийный КПД насоса принят постоянным: $\eta_{\text{нас}} = 0,98$.
- Регенеративный подогреватель (экономайзер) считается идеальным с точки зрения полноты рекуперации: теплота перегрева пара после турбины полностью передается жидкому рабочему телу после насоса. Процессы в регенераторе считаются изобарными.

- Потери давления в теплообменных аппаратах и трубопроводах, а также потери теплоты в окружающую среду пренебрегаем. Режим работы установки – стационарный.

Расчет термодинамических параметров цикла выполняется итерационно для каждой точки схемы (рисунок 1). Нумерация характерных точек цикла соответствует потоку рабочего тела:

- 1-2 Адиабатный процесс расширения в турбине.
- 2-3 Рекуперация тепла перегретого пара на выходе из турбины.
- 3-4 Конденсация пара фреона при постоянном давлении.
- 4-5 Адиабатное сжатие насосом конденсата.
- 5-6 Подогрев конденсата в регенеративном подогревателе (экономайзерный участок).
- 6-1 Нагрев и испарение фреона в испарителе.

Последовательность расчета для заданных $t_{\text{ист}}$ и рабочего тела выглядит следующим образом:

Точка 1 (состояние на линии насыщения пара): По температуре испарения $t_{\text{исп}}$ с помощью CoolProp определяются давление насыщения $P_{\text{исп}}$, энтальпия h_1 и энтропия s_1 .

Точка 3 (состояние на линии насыщения пара): По температуре конденсации $t_{\text{конд}}$ определяются давление насыщения $P_{\text{конд}}$, энтальпия h_3 и энтропия s_3 .

Процесс расширения в турбине 1-2 в первом приближении считается как идеальный. Так как процесс изэнтропный ($s'_2 = s_1$) и, зная давление конденсации, определяем значение энтальпии h'_2 и температуру t'_2 . Так как мы рассматриваем реальный процесс расширения, то процесс 1-2 отклонится вправо в сторону увеличения энтропии; таким образом, реальная энтальпия в точке 2 составит:

$$h_2 = h_1 - (h_1 - h'_2) \cdot \eta_{\text{турб}},$$

после находим действительные значения температуры t_2 и энтропии s_2 .

Процесс в регенераторе (паровая сторона, 2-3): Перегретый пар полностью отдает тепло перегрева конденсату (экономайзерный участок), тем самым остывая до температуры конденсации. Величина теплоты на регенерацию составит:

$$h_{\text{рег}} = h_2 - h_3.$$

Процесс конденсации (3-4). Процесс конденсации является изобарным и изотермическим, поэтому по величине $P_{\text{конд}}$ со стороны жидкости кривой насыщения находим значения энтальпии h_4 и энтропии s_4 для конденсата.

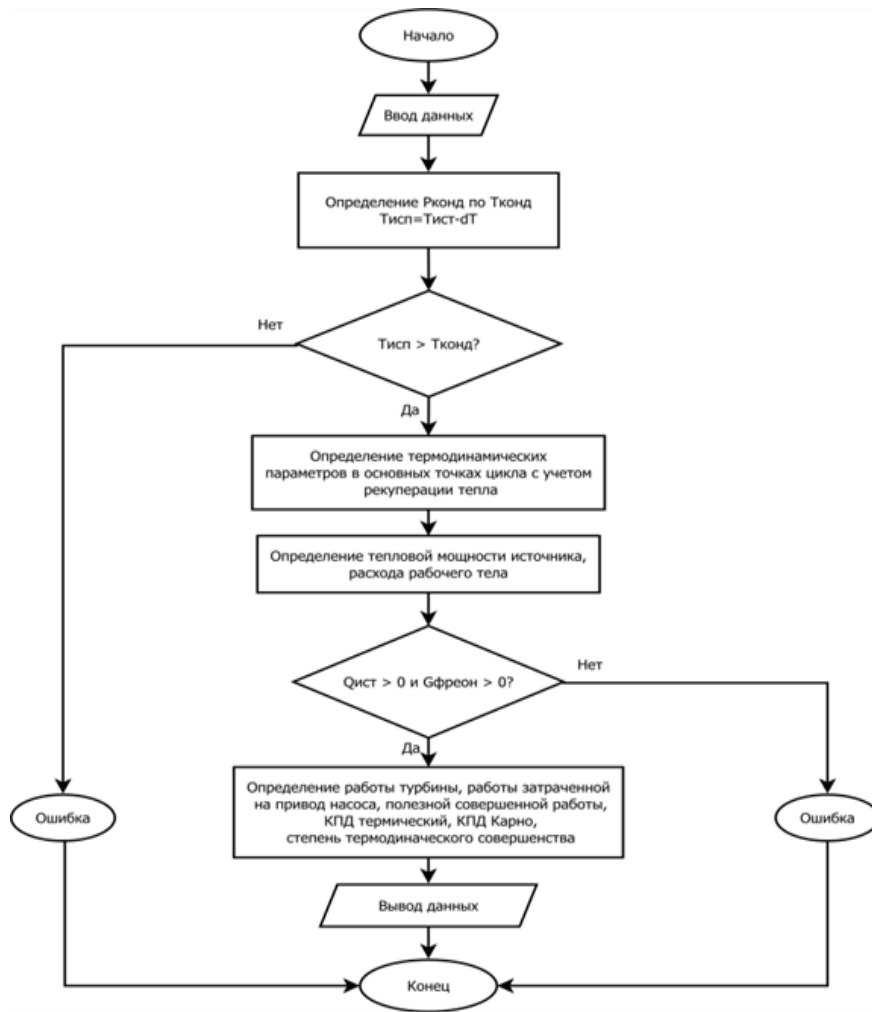


Рисунок 1 – Блок-схема реализованного алгоритма расчета в Python

Процесс сжатия насосом (4-5): Процесс сжатия в насосе 4-5 в первом приближении считается как идеальный. Так как процесс изоэнтروпный ($s'_5 = s_4$) и, зная давление испарения $P_{исп}$, определяем значение энтальпии h'_5 и температуру t'_5 . Так как мы рассматриваем реальный процесс сжатия, то процесс 4-5 отклонится вправо в сторону увеличения энтропии, таким образом реальная энтальпия в точке 2 составит:

$$h_5 = h_4 + \frac{(h'_5 - h'_4)}{\eta_{нас}},$$

после находим действительные значения температуры t_5 и энтропии s_5 .

Процесс подогрева фреона в подогревателе (5-6). Процесс происходит при постоянном давлении испарения $P_{исп}$ и, считая, что все тепло перегретого пара передается жидкому фреону, то в точке 6 значение энтальпии h_6 составит:

$$h_6 = h_5 + h_{рег}.$$

Процесс нагрева до температуры кипения и испарение 6-1. Определяем величину подведенного тепла от источника к фреону:

$$q_{под} = h_1 - h_6.$$

Определяем мощность теплового источника:

$$Q_{ист} = G_{ист} \cdot c_{p \text{ вод}} \cdot (t_{ист} - t_{вых}),$$

где $t_{вых}$ – температура воды на выходе из испарителя, принимаем равной

$$t_{вых} = t_6 + \delta t \text{ } (\delta t \text{ принимаем равной } 5^\circ \text{C}),$$

$c_{p \text{ вод}}$ – теплоемкость воды, $G_{ист}$ – расход воды, $t_{ист}$ – температура источника.

Определяем расход фреона:

$$G_{\text{фреон}} = \frac{Q_{\text{ист}}}{q_{\text{под}}}$$

Работа турбины:

$$l_{\text{тур}} = h_1 - h_2.$$

Работа, затраченная на привод насоса:

$$l_{\text{нас}} = h_5 - h_4.$$

Расчет интегральных показателей эффективности:

Полезная работа цикла:

$$l_{\text{цикл}} = l_{\text{тур}} - l_{\text{нас}}.$$

Термический КПД цикла:

$$\eta_{\text{цикл}} = \frac{l_{\text{цикл}}}{q_{\text{под}}}$$

Электрическая мощность установки:

$$N_{\text{э}} = l_{\text{цикл}} \cdot G_{\text{фреон}} \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{ген}},$$

где $\eta_{\text{мех}}$ и $\eta_{\text{ген}}$ – механический КПД и КПД генератора соответственно (принятые 0,98 и 0,99 соответственно).

КПД цикла Карно для источника рассчитывается как

$$\eta_{\text{Карно}} = 1 - \frac{T_3}{T_1}.$$

Степень термодинамического совершенства цикла:

$$\eta_{\text{отн}} = \frac{\eta_{\text{цикл}}}{\eta_{\text{Карно}}}.$$

Разработанный алгоритм позволяет провести многовариантный расчет и оценить влияние температуры источника, типа рабочего тела и наличия регенерации на выходные характеристики ORC-установки.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

На основе разработанной параметрической модели были выполнены расчеты для трех выбранных рабочих тел (R245fa, R1233zd(E), R1336mzz(E)) при различных начальных параметрах греющей среды. Температура геотермальной воды варьировала от 80 до 100 °C, а ее массовый расход – от 100 до 150 кг/с. Полученные интегральные характеристики – электрическая мощность $N_{\text{э}}$, термический КПД, расход рабочего тела и тепловая нагрузка испарителя – сведены в таблицы 1–3 для каждого из флюидов.

Для визуализации термодинамических процессов были построены диаграммы циклов в координатах «температура – энтропия» (T-s). На рисунке 2 представлена T-s-диаграмма для R1233zd(E); для других рабочих тел диаграмма выглядит аналогично.

Анализ диаграммы подтверждает корректность выбора рабочих тел в соответствии с критериями. Для всех трех флюидов отчетливо наблюдается положительный наклон правой пограничной кривой, что характеризует их как «сухие» рабочие тела. Вследствие этого в процессе расширения пара в турбине (линия 1-2) степень перегрева не падает, а возрастает. Это является ключевым преимуществом, так как на выходе из турбины образуется сухой насыщенный или перегретый пар, что исключает эрозионный износ лопаток на последних ступенях.

Также на диаграммах видно, что процесс сжатия в насосе (линия 4-5) изображен условно совмещенным с пограничной кривой. Это обусловлено тем, что жидкость является малосжимаемой средой, и рост энтальпии (и температуры) при сжатии пренебрежимо мал по сравнению с подводом теплоты в испарителе.

Именно благодаря наличию перегрева на выходе из турбины (точка 2) становится возможным применение регенеративного подогревателя. В отличие от классического парового цикла Ренкина, где регенерация осуществляется путем отборов пара, в ORC с «сухими» ра-

бочими телами теплота остаточного перегрева утилизируется для предварительного подогрева жидкого фреона после насоса (процесс 5-6). Это позволяет повысить общий термический КПД установки.

Таблица 1 – Результаты расчета для R245fa

$t_{ист}, ^\circ\text{C}$	$G_{ист}, \text{кг/с}$	$N, \text{МВт}$	КПД, %	КПД _{Карно} , %	$G_{фреон}, \text{кг/с}$	$Q_{ист}, \text{МВт}$	$t_{исп}, ^\circ\text{C}$	$t_{конд}, ^\circ\text{C}$	$P_{конд}, \text{МПа}$	$P_{исп}, \text{МПа}$	$t_{выход}, ^\circ\text{C}$	$H_{рег}, \text{кДж/кг}$
80	100	1,4318	9,21	14,36	74,587	15,7092	75	25	0,149	0,695	42,4	16,26
80	150	2,1477	9,21	14,36	111,881	23,5638	75	25	0,149	0,695	42,4	16,26
100	100	2,5751	11,79	19,01	101,757	22,0596	95	25	0,149	1,13	47,2	22,53
100	150	3,8626	11,79	19,01	152,636	33,0894	95	25	0,149	1,13	47,2	22,53

Таблица 2 – Результаты расчета для R1233zd(E)

$t_{ист}, ^\circ\text{C}$	$G_{ист}, \text{кг/с}$	$N, \text{МВт}$	КПД, %	КПД _{Карно} , %	$G_{фреон}, \text{кг/с}$	$Q_{ист}, \text{МВт}$	$t_{исп}, ^\circ\text{C}$	$t_{конд}, ^\circ\text{C}$	$P_{конд}, \text{МПа}$	$P_{исп}, \text{МПа}$	$t_{выход}, ^\circ\text{C}$	$H_{рег}, \text{кДж/кг}$
80	100	1,4766	9,24	14,36	76,671	16,1477	75	25	0,13	0,581	41,4	13,7
80	150	2,215	9,24	14,36	115,007	24,2215	75	25	0,13	0,581	41,4	13,7
100	100	2,6539	11,87	19,01	104,137	22,587	95	25	0,13	0,933	46	19,21
100	150	3,9809	11,87	19,01	156,205	33,8805	95	25	0,13	0,933	46	19,21

Таблица 3 – Результаты расчета для R1336mzz(E)

$t_{ист}, ^\circ\text{C}$	$G_{ист}, \text{кг/с}$	$N, \text{МВт}$	КПД, %	КПД _{Карно} , %	$G_{фреон}, \text{кг/с}$	$Q_{ист}, \text{МВт}$	$t_{исп}, ^\circ\text{C}$	$t_{конд}, ^\circ\text{C}$	$P_{конд}, \text{МПа}$	$P_{исп}, \text{МПа}$	$t_{выход}, ^\circ\text{C}$	$H_{рег}, \text{кДж/кг}$
80	100	1,3536	9,05	14,36	95,068	15,1009	75	25	0,193	0,841	43,9	17
80	150	2,0303	9,05	14,36	142,603	22,6514	75	25	0,193	0,841	43,9	17
100	100	2,4569	11,43	19,01	133,086	21,7075	95	25	0,193	1,343	48,1	21,98
100	150	3,6854	11,43	19,01	199,629	32,5612	95	25	0,193	1,343	48,1	21,98

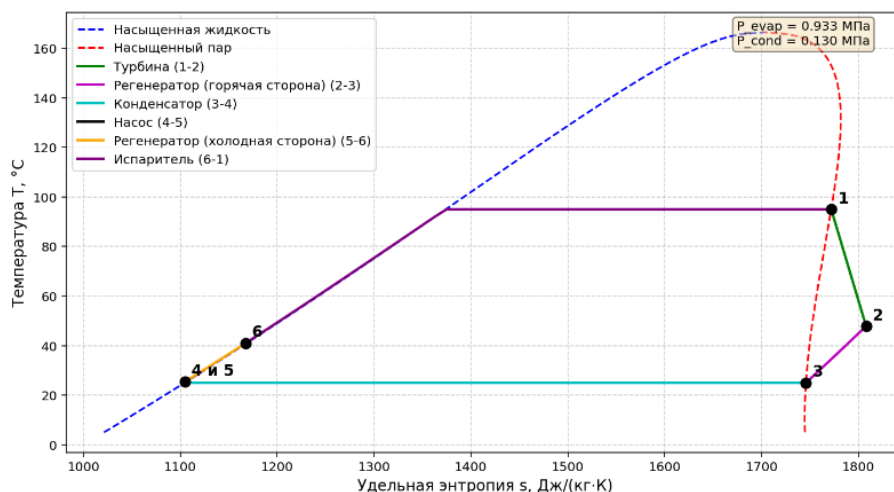


Рисунок 2 – Диаграмма ОЦР для рабочего тела R1233zd(E). Параметры греющей среды: $T_{ист} = 100 ^\circ\text{C}$ и $G_{ист} = 150 \text{ кг/с}$

Наибольший расход требуется для R1336mzz(E), что при прочих равных условиях может повлиять на выбор типоразмера турбины и теплообменного оборудования. R245fa и R1233zd(E) демонстрируют близкие значения расходов.

На рисунке 3 представлена зависимость электрической мощности установки от температуры греющей среды при фиксированном расходе геотермальной воды 150 кг/с. Как и следовало ожидать, рост температуры источника ведет к увеличению N_e для всех исследуе-

мых флюидов. Это объясняется повышением температуры испарения $T_{\text{исп}}$, что, в свою очередь, увеличивает располагаемый теплоперепад на турбине.

Наилучшие показатели по генерации мощности при всех рассмотренных температурах демонстрирует R1233zd(E), незначительно опережая R245fa. R1336mzz(E) показывает несколько меньшие значения, что связано с его более высоким давлением конденсации и, как следствие, меньшим перепадом давлений на турбине при прочих равных условиях.

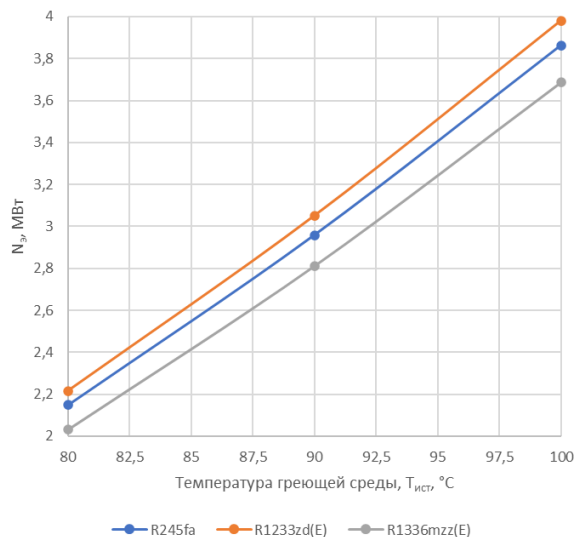


Рисунок 3 – Зависимость электрической мощности установки от температуры греющей среды при фиксированном расходе геотермальной воды 150 кг/с

Графики зависимости термического КПД цикла η от температуры источника представлены на рисунке 4.

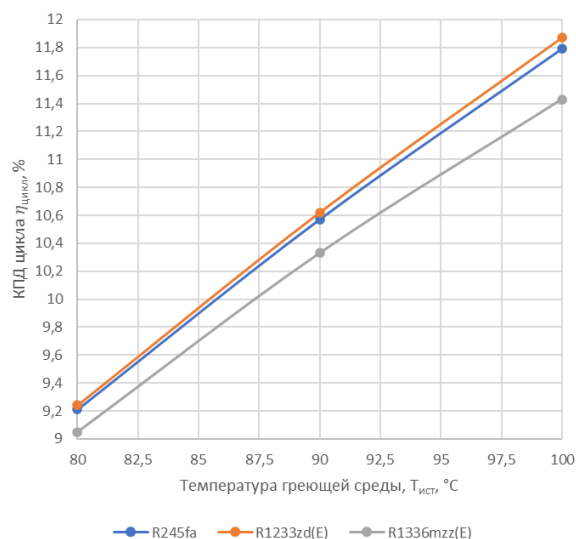


Рисунок 4 – Графики зависимости термического КПД цикла η от температуры источника

Значения КПД для всех флюидов находятся в диапазоне от 9 до 12 %, что характерно для низкотемпературных ORC-установок. Максимальный КПД при 100 °C достигается для R1233zd(E) (11,87 %), минимальный – для R1336mzz(E) (11,43 %). Следует отметить, что с ростом температуры источника КПД увеличивается, однако разница между флюидами сохраняется примерно на одном уровне.

Более низкий КПД R1336mzz(E) объясняется его теплофизическими свойствами, в частности, более высокой теплотой парообразования, что требует больших затрат тепла на выработку 1 кДж полезной работы.

Таким образом, по совокупности показателей (электрическая мощность, КПД, экологические характеристики) R1233zd(E) выглядит предпочтительным кандидатом для практической реализации на геотермальных водах Калининградской области.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе выполнено термодинамическое моделирование органического цикла Ренкина для геотермальных вод Калининградской области. С помощью разработанной в Python программы проведены расчеты для трех рабочих тел при температурах источника 80 и 100 °С. Результаты показывают, что применение ORC-технологии технически реализуемо: электрическая мощность установки при расходе воды 100 и 150 кг/с может достигать 4 МВт.

Наилучшие показатели (максимальный КПД и наибольшая выработка электроэнергии) получены для R1233zd(E), который также обладает низким потенциалом глобального потепления.

Полученные значения отражают верхнюю границу эффективности, так как расчеты выполнены при идеализированных допущениях. В реальных условиях полезная мощность может быть на 15–25 % ниже [5, 7, 9]. Кроме того, необходимо учитывать затраты на бурение скважин и геологоразведку. Тем не менее, геотермальная генерация повышает энергетическую независимость региона, что особенно важно для эксклавной Калининградской области.

На следующем этапе целесообразно выполнить технико-экономическое обоснование с учетом реальных дебитов скважин, стоимости оборудования и режимов работы системы.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зытнер, Ю. И. Геотермические условия отложений кембрийского комплекса Балтийской нефтегазоносной области (Калининградская область) / Ю. И. Зытнер, А. А. Отмас (мл.), В. С. Чибисова // Нефтегазовая геология. Теория и практика. – 2013. – Т. 8. – № 4. – С. 1–11. – URL: http://www.ngtp.ru/rub/4/41_2013.pdf (дата обращения: 25.03.2026).
2. CoolProp: Pure and Pseudo-pure fluid properties: [site] / I. H. Bell [et al.] // CoolProp. – 2014–2025. – URL: https://coolprop.org/fluid_properties/PurePseudoPure.html#list-of-fluids (дата обращения: 25.03.2026).
3. Bell, I. H. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp / I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, V. Lemort // Industrial & Engineering Chemistry Research. – 2014. – Vol. 53, № 6. – P. 2498–2508. – DOI: 10.1021/ie4033999.
4. Lecompte, S. Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery / S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, B. Vanslambrouck, M. De Paepe // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2015. – Vol. 47. – P. 448–461. – DOI: 10.1016/j.rser.2015.03.089.
5. Zhai, H. Categorization and analysis of heat sources for organic Rankine cycle systems / H. Zhai, Q. An, L. Shi, V. Lemort, S. Quoilin // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2016. – Vol. 64. – P. 790–805. – DOI: 10.1016/j.rser.2016.06.076.
6. Zhao, Y. Exergoeconomic analysis and optimization of a flash-binary geothermal power system / Y. Zhao, J. Wang // Applied Energy. – 2016. – Vol. 179. – P. 159–170. – DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.06.108.
7. Imran, M. Thermo-economic optimization of regenerative organic Rankine cycle for waste heat recovery applications / M. Imran, B. S. Park, H. J. Kim, D. H. Lee, M. Usman, M. Heo // Energy Conversion and Management. – 2014. – Vol. 87. – P. 107–118. – DOI: 10.1016/j.enconman.2014.06.091.

8. Deligant, M. Performance assessment of a standard radial turbine as turbo expander for an adapted solar concentration ORC / M. Deligant, Q. Danel, F. Bakir // IV International Seminar on ORC Power Systems: proceedings. – Milano, Italy, 2017. – 8 p. – URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610217344831> (дата обращения: 25.03.2026).

9. Gabrielli, P. Design and optimization of turbo-expanders for organic Rankine cycles: a computational tool for turbine design for ORC: master's thesis / P. Gabrielli; Alma Mater Studiorum – Università di Bologna. – Bologna, 2014. – 225 p. – URL: <https://amslaurea.unibo.it/6939/> (дата обращения: 25.03.2026).

EVALUATION OF THE ORGANIC RANKINE CYCLE EFFICIENCY USING THE POTENTIAL OF GEOTHERMAL WATERS IN THE KALININGRAD REGION

K. O. Pshenichny, student
E-mail: esketit31415@mail.ru
Kaliningrad State Technical University

S. V. Kunkevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
E-mail: skunkevich@mail.ru
Kaliningrad State Technical University

The paper presents thermodynamic modeling of the organic Rankine cycle (ORC) for utilizing the heat of geothermal waters in the Kaliningrad region. A parametric mathematical model has been developed in Python using the CoolProp library to calculate the thermodynamic properties of working fluids. The model allows evaluating the main energy characteristics of the cycle depending on the temperature and flow rate of geothermal water. A comparative analysis of thermal efficiency, working fluid mass flow rate, and electric power output has been performed for several organic working fluids (R245fa, R1233zd(E), R1336mzz(E)) at heat source temperatures from 80 to 100 °C. The results indicate that R1233zd(E) provides the maximum thermal efficiency and power output among the fluids considered. The calculated electric power can reach up to 4 MW at a geothermal water flow rate of 150 kg/s. The developed simulation tool can be used for feasibility studies of ORC-based power plants for geothermal and industrial waste heat recovery.

Keywords: *organic Rankine cycle, thermodynamic analysis, Python model, waste heat recovery, geothermal energy, working fluid selection.*