

СРАВНЕНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ И КАСКАДНЫХ СИСТЕМ ОРГАНИЧЕСКОГО ЦИКЛА РЕНКИНА С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ СТЕПЕНИ ОБЪЕМНОГО РАСШИРЕНИЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ДЕТАНДЕРА

М. Т. Уайт, М. Дж. Рид, А. И. Сайма

Кафедра машиностроения и аэронавтики, Сити, Лондонский университет,
Великобритания, EC1V 0NB, Лондон

Перевод с английского

М. А. Федорова

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

По сравнению с одноступенчатыми системами органического цикла Ренкина (ORC) каскадные системы ORC, в которых объединены высокотемпературный и низкотемпературный циклы, могут иметь преимущества, с точки зрения реализации процесса конденсации при условиях разряжения и повышения эффективности детандера, поскольку процесс расширения распределен между двумя ступенями. Кроме того, снижение степени объемного расширения позволяет использовать объемные детандеры, такие как двухроторные винтовые, которые, в свою очередь, могут обеспечить двухфазное расширение в одном или обоих циклах. Целью данной работы является сравнение одноступенчатых и каскадных систем ORC с учетом влияния соотношения степени объемного расширения детандера на его мощность. Для исследования этого вопроса разработаны термодинамические модели одноступенчатых и каскадных систем ORC, включающие модели расширителей с переменным КПД как для радиальных турбин, так и для винтовых детандеров, позволяющие оценить влияние степени объемного расширения на адиабатный КПД детандера. Используя эту модель, сравниваются три различных сценария для различных температур тепловых источников, а именно: (i) одноступенчатые системы ORC с расширением пара, полученные с помощью турбодетандера; (ii) одноступенчатые системы ORC, работающие с винтовым детандером, с возможностью двухфазного расширения; и (iii) каскадные циклы с паровым или двухфазным расширением. Результаты этого сравнения используются для того, чтобы определить возможности прикладного использования каскадных систем ORC, которые могут обеспечить большую эффективность.

Ключевые слова: одноступенчатый цикл Ренкина, каскадный цикл Ренкина, турбодетандер, винтовой детандер, адиабатный коэффициент полезного действия, оптимизация.

1. Введение

Системы выработки электроэнергии на основе органических циклов Ренкина (ORC) являются одними из наиболее перспективных технологий получения электроэнергии из низкопотенциального тепла, обычно с температурой ниже 400 °С. В объектах малой энергетики (т.е. менее нескольких сотен киловатт) большинство коммерческих систем основаны на одноступенчатой схеме, состоящей из насоса, испарителя, детандера и конденсатора. Однако при более высоких температурах тепловых источников технологические схемы обычно предполагают применение субатмосферных давлений конденсации, что приводит к большим размерам конденсаторов, которые должны работать в вакууме, а также к увеличению степени объемного расширения (далее — степени расширения).

Большие степени расширения оказывают влияние как на выбор детандера, так и на его конструкцию. В то время как радиальные турбины способны получить требуемое расширение в однофазном режиме, вполне вероятно, что КПД турбины будет снижен из-за малой высоты лопаток, что приведет к увеличению вторичных потоков и потерям, обусловленным перетечками через зазоры [1]. С другой стороны, объемные расширители, такие как спиральные или винтовые детандеры, ограничены по величине степени расширения механическими факторами и конструктивными особенностями, такими как тепловые деформации и нагрузки на подшипник, и поэтому могут рассматриваться только в том случае, если используются несколько ступеней расширения. Однако даже в этом случае относительно низкая степень расширения, достижимая в пределах каждой ступени, может ограничить об-

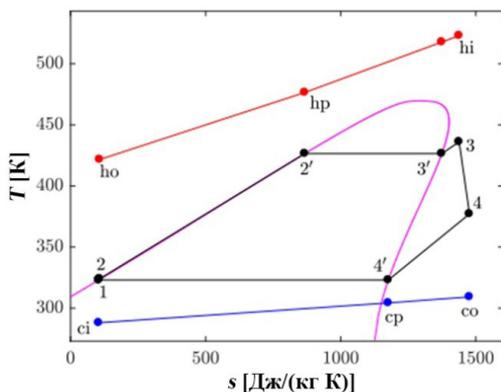


Рис. 1. T-S диаграмма одноступенчатой системы ORC
Fig. 1. Temperature-entropy (T-s) plot of a single-stage ORC system

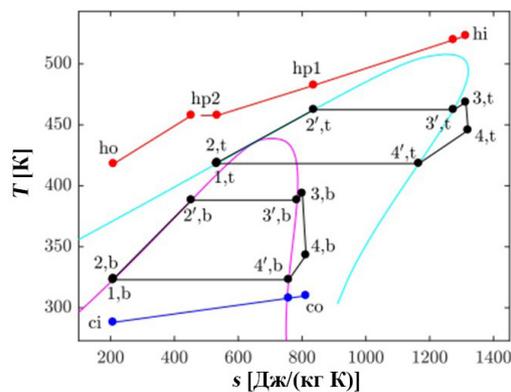


Рис. 2. T-S диаграмма каскадной системы ORC
Fig. 2. Temperature-entropy (T-s) plot of a cascaded ORC system

щую степень расширения до величины 20 в случае двухступенчатого расширения [2]. Кроме того, большие степени расширения также исключают возможность двухфазного расширения, которое теоретически может увеличить выходную мощность систем рекуперации отработанного тепла [2–4], поскольку двухфазное расширение не может быть реализовано с помощью турбодетандеров.

По сравнению с этим каскадные системы, в которых высокотемпературный цикл и низкотемпературный цикл объединены, могут иметь преимущества в эффективности по сравнению с одноступенчатой системой. Прежде всего, процесс расширения эффективно разделяется на две ступени, и, таким образом, степени расширения в обоих циклах уменьшаются. Это дает возможность проектировать более эффективные турбины, а также использовать объемные детандеры, а самое главное — позволяет реализовать двухфазное расширение в одном или обоих циклах. Кроме того, поскольку и высокотемпературный, и низкотемпературный циклы представляют собой отдельные замкнутые циклы, можно подобрать различные рабочие вещества для каждого цикла. Таким образом, можно подобрать вещество для эффективного применения субатмосферного давления конденсации в обоих циклах, что может обеспечить создание более компактных теплообменников. В более ранних исследованиях был продемонстрирован потенциал каскадных систем ORC для низкотемпературных систем ниже 200 °C [5, 6]. В последнее время авторы опубликовали предварительные исследования по оптимизации каскадных систем ORC для высокотемпературных источников тепла и обнаружили, что как каскадные, так и одноступенчатые системы могут производить одинаковую выходную мощность [7]. Однако это предыдущее исследование было ограничено тем, что рассматривалось только однофазное высокотемпературное расширение и что предполагался постоянный КПД детандера, поэтому не рассматривалось влияние условий цикла на КПД детандера.

Цель настоящей статьи — завершить более детальное сравнение каскадных и одноступенчатых систем. В частности, рассматривается возможность использования двухфазного расширения в высокотемпературном или низкотемпературном циклах, в то время как модели для радиальных турбодетандеров и винтовых детандеров применяются для уче-

та влияния степени расширения на эффективность детандера. Использование этой модели позволяет проводить более строгое сравнение различных типов циклов и, таким образом, может помочь определить оптимальные решения для применения рекуперации отработанного тепла.

2. Описание модели

2.1. Термодинамическая модель.

Обозначения, используемые для описания одноступенчатых и каскадных систем ORC, приведены на рис. 1 и 2 соответственно. Для обеих систем предполагается, что система работает в стационарном режиме, при этом тепловые потери и пониженные давления в трубопроводе пренебрежимо малы. Свойства рабочего вещества учитываются с помощью прикладного пакета NIST REFPROP. Для каждого цикла его анализ завершается вычислением всех точек состояния в цикле на основе входного вектора переменных цикла, а затем через применение энергетических балансов к каждому теплообменнику в цикле для определения массового расхода рабочего вещества и параметров на выходе источника тепла или теплоотвода. Более точно эти расчеты здесь не описаны, но подробности можно найти в предыдущих работах авторов [7, 8]. Насос моделируется с использованием фиксированного КПД, а детандер моделируется так, как описано в разделах 2.2 и 2.3.

Для одноступенчатой системы существует четыре переменные, которые могут быть оптимизированы для обеспечения максимальной выходной мощности этой системы. Это можно выразить следующим образом:

$$\max\{\dot{W}_n = f(T_1, p_r, PP_h, q_3)\}, \quad (1)$$

где \dot{W}_n — чистая выходная мощность цикла; T_1 — температура конденсации; p_r — пониженное давление испарения ($p_2 = p_{cr}$, где p_{cr} критическое давление); PP_h — разность температур в точке сжатия в начале испарения. Конечная переменная q_3 определяет входные параметры детандера и определяется таким образом, чтобы обеспечить либо двухфазное, либо однофазное расширение. Для $q_3 \leq 1$, q_3 определяется состоянием пара на входе детандера, в то время как для $q_3 > 1$ температура на входе детандера определяется из:

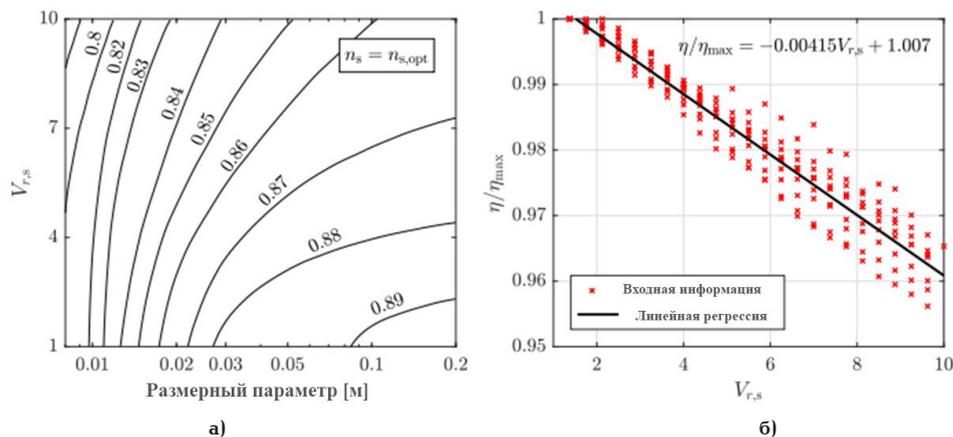


Рис. 3. Диаграммы КПД турбины:

- (а) диаграмма производительности, разработанная Пердичизи и Лоцца [9];
 (б) полученная зависимость между КПД турбины и степенью расширения
- Fig. 3. Turbine efficiency maps: (a) performance map developed by Perdichizzi and Lozza [9];
 (b) extracted relationship between turbine efficiency and volumetric expansion ratio

$$T_3 = T_3' + (q_3 - 1)(T_{hi} - T_3'), \quad (2)$$

где T_3' — температура насыщения; T_{hi} — температура источника тепла на входе.

Для каскадной системы существует семь переменных, которые можно оптимизировать, чтобы обеспечить её максимальную мощность:

$$\max\{\dot{W}_n = f(T_{1,b}, P_{r,b}, P_{r,t}, q_{3,t}, PP_{h,t}, \Delta T_{sat}, T_{ho})\}. \quad (3)$$

В этом случае первые пять переменных имеют то же значение, что и раньше, но с индексами «t» и «b», введенными для обозначения высокотемпературного и низкотемпературного циклов соответственно. Шестая оптимизационная переменная описывает разность температур между температурой испарения в низкотемпературном цикле и температурой конденсации в высокотемпературном цикле (например, $\Delta T_{sat} = T_{1,t} - T_{3,b}$), в то время как T_{ho} определяет температуру источника тепла на выходе. Для каскадного цикла следует иметь в виду, что условия на входе детандера в низкотемпературном цикле не контролируются непосредственно, а являются результатом энергетического баланса, приложенного к промежуточному теплообменнику, который передает тепло от высокотемпературного к низкотемпературному циклу. Более подробную информацию о модели каскадного цикла можно найти в работе [7].

2.2. Модель турбодетандера.

Для небольших систем ORC порядка ста киловатт и ниже радиальные турбины являются наиболее распространенным типом турбодетандера. В широком смысле КПД радиальной турбины будет зависеть от двух факторов, а именно от степени расширения и размера турбины. Последнее в основном определяется массовым расходом и, следовательно, зависит от номинальной мощности системы. Первое — это более фундаментальное влияние условий термодинамического цикла, когда высокие степени расширения (т.е. большие изменения плотности рабочего вещества вдоль проточной части турбины) приводят к снижению эффективности турбины. Поскольку целью настоящей статьи является сравнение радиальных турбин и винтовых расширителей, а в настоящее время простые мето-

ды учета масштабного фактора в винтовых детандерах отсутствуют, влияние масштабного фактора в радиальных турбинах рассматриваться не будет. Вместо этого основное внимание будет уделено влиянию степени расширения. Пердичизи и Лоцца [9] разработали диаграмму эффективности радиальной турбины в зависимости от степени адиабатного расширения ($V_{r,s} = \rho_3/\rho_{4s}$, где ρ_{4s} — плотность после адиабатного расширения) и размерного параметра (рис. 3а). Размерный параметр определяется как:

$$SP = \frac{\sqrt{\dot{V}_{4s}}}{\Delta h_s^{1/4}}, \quad (4)$$

где \dot{V}_{4s} — объемный расход на выходе детандера после адиабатного расширения ($\dot{V}_{4s} = \dot{m} = \rho_{4s}$); Δh_s — изменение энтальпии в турбине. Совсем недавно аналогичная диаграмма была получена с использованием осреднённых методов моделирования [10].

При помощи этой диаграммы можно оценить изменение КПД турбины с $V_{r,s}$ при различных размерных параметрах путем использования вертикальных срезов через контур (например, для параметра 0,03 КПД составляет 0,88, 0,87 и 0,86 при $V_{r,s} = 2, 4$ и 6 соответственно и т.д.). Повторяя это для различных размерных параметров, а затем нормализуя каждый набор результатов по максимальному КПД, получают данные, представленные на рис. 3б. Применение линейной регрессии приводит к тому, что:

$$\frac{\eta}{\eta_{\max}} = -0,004615V_{r,s} + 1,007, \quad (5)$$

что соответствует $R_2 = 0,9328$. Таким образом, пренебрегая влиянием масштабного фактора и предпологая максимальный КПД $\eta_{\max} = 0,89$, эффективность работы турбины при определенном соотношении степени расширения можно оценить с помощью уравнения (5).

2.3. Модель двухроторного винтового детандера.

Альтернативой радиальной турбине является объемный детандер, например двухроторный винтовой расширитель. Винтовые детандеры обычно используются в устройствах с меньшими степенями

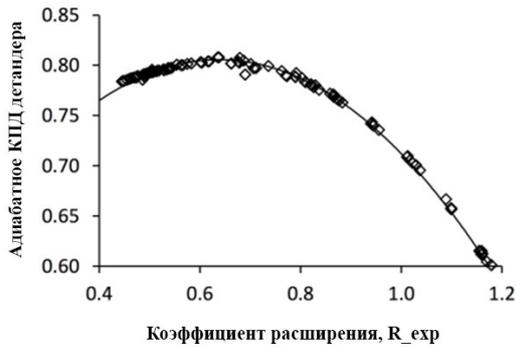


Рис. 4. Зависимость адиабатного КПД винтового детандера от коэффициента расширения ($R_{exp} = V_{r,bi}/V_r$) [12]
 Fig. 4. Relationship between the expansion ratio ($R_{exp} = V_{r,bi}/V_r$) and the isentropic efficiency of a twin-screw expander [12]

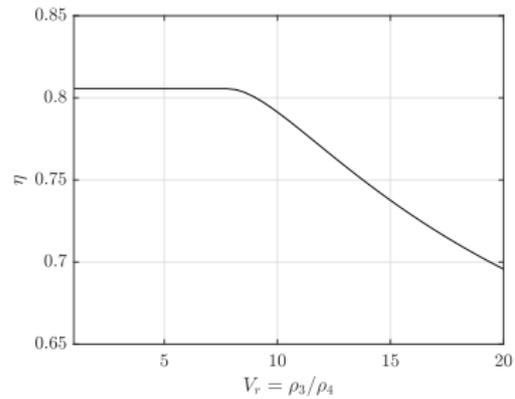


Рис. 5. Зависимость адиабатного КПД винтового детандера от степени расширения V_r , при максимальной геометрической степени расширения 5
 Fig. 5. Twin-screw expander efficiency as a function of expansion volume ratio V_r , assuming a maximum built-in volume ratio of 5

Таблица 1. Краткое описание шести различных циклов, рассмотренных в рамках данного исследования
 Table 1. Summary of the six different cycles considered within this study

Марка	Тип	Расширитель (верхний)	Расширитель (нижний)	Расширение (верхнее)	Расширение (нижнее)
1-T 1-S	одиночный одиночный		турбина винтовой		однофазное одно- или двухфазное
2-TT 2-TS	каскадный каскадный	турбина турбина	турбина винтовой	однофазное однофазное	однофазное одно- или двухфазное
2-ST	каскадный	винтовой	турбина	одно- или двухфазное	однофазное
2-SS	каскадный	винтовой	винтовой	одно- или двухфазное	одно- или двухфазное

расширения, чем у радиальных турбин, поскольку они ограничены геометрической степенью расширения машины. Однако они обладают тем преимуществом, что способны обеспечить двухфазное расширение и, таким образом, имеют потенциал для повышения выходной мощности в системах рекуперации отработанного тепла. Ранее авторы разработали модель для учета влияния степени расширения на эффективность винтового детандера [11], которая будет кратко описана ниже. При рассмотрении конкретного винтового детандера два параметра являются наиболее значимыми: степень расширения ($V_r = \rho_3/\rho_4$) и геометрическая степень расширения ($V_{r,bi}$), представляющая собой отношение объема камеры в начале и в конце процесса расширения, фиксированное для данной машины. Ранее в работе Рида [12] показано, что эффективность винтового детандера связана с соотношением этих величин, определяемых как $R_{exp} = V_{r,bi}/V_r$. Эта зависимость показана на рис. 4, откуда видно, что оптимальная эффективность детандера получена для $R_{exp} \approx 0,65$. Максимальная геометрическая степень расширения для винтового детандера ограничена механическими конструктивными особенностями; по мере увеличения длины ротора, что создает проблемы с температурной деформацией и нагрузками на подшипник. В рамках этой статьи предполагается, что максимальная геометрическая степень расширения равна 5. Поэтому максимальная степень расширения, которая может быть достигнута с помощью винтового детандера, не приводя к снижению его эффективности, составляет $5/0,65 = 7,7$. Таким об-

разом, можно вывести выражение для адиабатного КПД детандера как функцию от степени расширения. Для $V_r \leq 7,7$ предполагается, что можно выбрать или спроектировать винтовой детандер, который имеет оптимальную геометрическую степень расширения, поэтому $R_{exp} = 0,65$, при этом адиабатный КПД детандера можно оценить с помощью полиномиальной зависимости второго порядка, соответствующей данным, представленным на рис. 4. Это выражается следующим образом:

$$\eta = \begin{cases} \eta_{max}, \text{ при } V_r \leq 7,7; \\ -0,7205R_{exp}^2 + 0,9230R_{exp} + 0,5100, \\ \text{в ином случае,} \end{cases} \quad (6)$$

где $\eta_{max} = 0,806$. Для $V_r > 7,7$ имеет место существенное снижение КПД, так как невозможно обеспечить оптимальную величину R_{exp} . Эта корреляция показана на рис. 5.

2.4. Оптимизация.

Сочетание двух моделей цикла, описанных в разделе 2.1, с двумя моделями детандера, описанными в разделах 2.2 и 2.3, облегчает детальное исследование одноступенчатых и каскадных систем ORC с двухфазным расширением и без него. В общей сложности можно рассмотреть шесть различных конфигураций цикла, которые кратко представлены в табл. 1.

В рамках этого исследования будут сравниваться шесть различных циклов для трех параметров температур источников тепла, а именно $T_{hi} = 473$ К, 523 К и 573 К. Поскольку эффективность детандера моделируется только на основе степени расши-

Таблица 2. Границы параметров оптимизации и перечень рабочих веществ
 Table 2. Bounds for the optimization parameters and list of working fluids considered

Переменная	Мин.	Макс.	Единицы	Вещество	T_{cr} [K]
$T_1, T_{1,b}$	298	373	К	изобутан	407,8
$p_r, p_{r,b}, p_{r,t}$	0,05	0,85	—	R245fa	427,2
$q_3, q_{3,t}$	0 (винтовой) 1 (турбина)	2	—	R1233zd	438,8
		2	—	изопентан	460,4
$PP_h, PP_{h,t}$	10	100	К	<i>n</i> -пентан	469,7
ΔT_{sat}	10	100	К	циклопентан	511,7
T_{ho}	288	T_{hi}	К	бензол	562,0

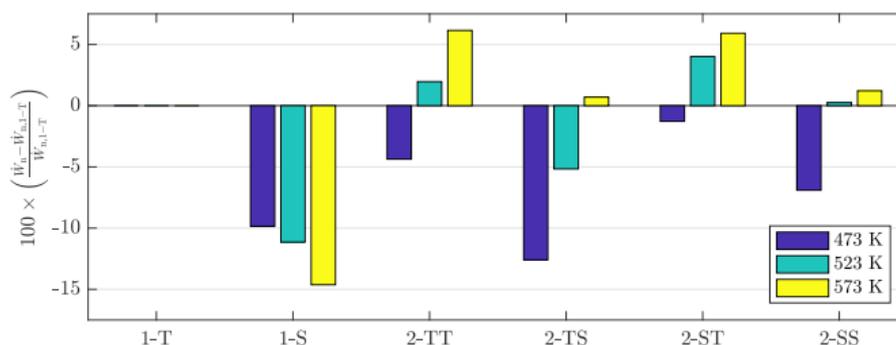


Рис. 6. Сравнение оптимальной выходной мощности, получаемой для каждого цикла, и температуры источника тепла. Результаты приведены относительно оптимальной системы 1-T
 Fig. 6. Comparison of the optimal power output produced for each cycle and heat-source temperature. Results are shown relative to the optimal 1-T system

рения и, таким образом, не рассматриваются эффекты, связанные с конструктивными размерами, предполагается тепловой источник горячего воздуха с произвольным массовым расходом 1 кг/с. Предполагается, что воспринимающее вещество — это вода с температурой 15 °С, имеющая массовый расход 1 кг/с. Насосы моделируются с фиксированным КПД 70%, в то время как к каждому теплообменнику применяется ограничение — разница температур не менее 10 К. Диапазоны параметров оптимизации обобщены в табл. 2. Как указано в табл. 2, рассматриваются семь различных рабочих веществ. Для каскадных систем число оптимизационных исследований, требуемых для каждой температуры источника тепла, равно квадрату числа рассматриваемых рабочих веществ. Таким образом, другие рабочие вещества могут существовать, но оценить все их возможные комбинации невозможно. Однако авторы ранее уже исследовали, как связана температура источника тепла и критическая температура как для одноступенчатых [8], так и для каскадных систем [7], поэтому при рассматриваемой оптимизации вещества были выбраны таким образом, как они обычно рассматриваются в литературе и охватывают диапазон соответствующих критических температур. Безусловно, в будущих исследованиях следует более подробно изучить влияние свойств вещества на процесс расширения (например, влажный или сухой) и то, как это влияет на результаты оптимизации. В каждом случае оптимизация выполняется в MATLAB с использованием последовательного квадратичного алгоритма программирования в рамках набора инструментов оптимизации (MATLAB 2017a, The Mathworks, Inc.). Для одноступенчатых систем каждое рабочее вещество рассматривается поочередно, в то время как

для каскадных систем рассматриваются возможные парные комбинации семи рабочих веществ. В каждом случае оптимизация выполняется по 10 различным начальным точкам для определения глобального оптимума. Таким образом, для каждой комбинации цикла и температуры источника тепла в общей сложности выполняется 70 оптимизаций для одноступенчатых систем и 490 оптимизаций для каскадных циклов. В каждом случае оптимальным циклом считается тот, в котором достигается максимальная мощность.

3. Результаты

Максимальная выходная мощность, полученная для каждого цикла и температуры каждого источника тепла, обобщены на рис. 6 и в табл. 3. При рассмотрении одноступенчатых систем (1-T and 1-S), установлено, что системы 1-S дают от 10% до 15% меньше мощности, чем системы 1-T. Это можно отчасти объяснить более низким КПД винтовых детандеров по сравнению с турбинами, но также результатом условий работы цикла, которые оказывают влияние на работу детандера. В первую очередь, эффективность винтового детандера снижается более резко с увеличением степени расширения, чем эффективность турбины (см. рис. 3 и 5). Таким образом, при повышении температуры источника тепла системы 1-T могут более эффективно приспособиться к более высоким степеням объемного расширения, чем системы 1-S, которые поддерживают приемлемый КПД винта за счет ограничения степени расширения и, таким образом, ограничения мощности цикла. Это также подтверждается анализом степеней расширения для одноступенчатых систем (рис. 7), который показывает, что для источ-

Таблица 3. Краткое описание рассматриваемых циклов при различных температурах источника тепла
 Table 3. Summary of the optimal cycles identified for each cycle and heat-source temperature

	$T_{hi} = 473 \text{ K}$			$T_{hi} = 523 \text{ K}$			$T_{hi} = 573 \text{ K}$		
	W_n	Низк.	Высок.	W_n	Низк.	Высок.	W_n	Низк.	Высок.
		R245fa	—		пентан	пентан		—	циклопентан
1-T	17,4	R245fa	—	27,3	пентан	—	38,2	циклопентан	—
1-S	15,7	изопентан	—	24,3	R1233zd	—	32,6	циклопентан	—
2-TT	16,7	изобутан	R1233zd	27,8	R1233zd	п-пентан	40,5	п-пентан	циклопентан
2-TS	15,2	R245fa	R245fa	25,9	изопентан	п-пентан	38,4	п-пентан	циклопентан
2-ST	17,2	изобутан	пентан	28,4	изопентан	бензол	40,4	циклопентан	бензол
2-SS	16,2	изобутан	бензол	27,4	изопентан	бензол	38,6	циклопентан	бензол

ника тепла 573 К степень расширения для винтовой системы составляет почти половину степени расширения для эквивалентной турбинной системы.

Для каскадных систем, представленных на рис. 6, видно, что для источника тепла 473 К выходная мощность для всех каскадных циклов меньше выходной мощности для систем 1-T. Это связано с тем, что, даже несмотря на то, что эффективность детандера повышается в каскадных циклах из-за меньших степеней расширения (рис. 7), повышенная необратимость, обусловленная дополнительными процессами теплообмена, достаточна высока, чтобы снизить эти преимущества. Таким образом, для источника тепла 473 К нет термодинамического преимущества в работе каскадного цикла по сравнению с системой 1-T. Однако по мере увеличения температуры источника тепла наблюдается относительное увеличение мощности цикла для каскадных систем. Это происходит потому, что компромисс между различными факторами колеблется в пользу увеличения эффективности детандера и улучшения термодинамических характеристик двух циклов. Это особенно верно для двух каскадных систем, использующих турбину в низкотемпературном цикле (2-TT и 2-ST), которые являются наиболее эффективными циклами для температур источников тепла 523 и 573 К. Эти циклы представлены на рис. 8. В этих циклах уменьшенные степени объемного расширения, по сравнению с одноступенчатыми системами (рис. 7), приводят к увеличению КПД турбины. Кроме того, значительная часть выработки электроэнергии в рамках каскадных циклов происходит в низкотемпературном цикле (рис. 9).

Таким образом, большая часть производимой энергии вырабатывается турбиной, которая имеет высокий КПД. Напротив, для каскадных систем с винтовым детандером (2-TS и 2-SS) большая часть мощности все еще вырабатывается в низкотемпературном цикле, но КПД детандера ниже, а следовательно, термодинамические характеристики тоже ухудшаются.

В целом системы 2-TT и 2-ST представляются наиболее перспективными для источников тепла 523 К и 573 К. Для источника тепла 573 К производительность обеих систем аналогична системам 2-TT и 2-ST, производящим на 6,1% и 5,9% больше мощности, чем система 1-T, в то время как для источника тепла 523 К система 2-ST является оптимальной, производящей на 4,0% больше мощности, чем система 1-T. Системы 2-TT способны к улучшенной производительности за счет более высокой эффективности работы расширителя. Однако турбины 2-ST генерируют такое же количество энергии, как и 2-TT циклы, но работают с менее эффективным винтовым детандером. Это можно объяснить при анализе входных параметров детандера (рис. 10), который показывает, что цикл 2-ST соответствует входным параметрам двухфазного детандера в высокотемпературном цикле ($q_{3,t} < 1$). В этом случае небольшое снижение КПД детандера компенсируется снижением необратимых потерь, которое достигается частичным перемещением части процесса изотермического добавления тепла в испарителе в высокотемпературном цикле. Таким образом, представляется, что перспективным является вариант высокотемпературного цикла с использованием винтового детандера, работающего с двухфазным расширением, и низкотемпературного цикла с использованием турбины. Здесь следует отметить, что возможность двухфазного расшире-

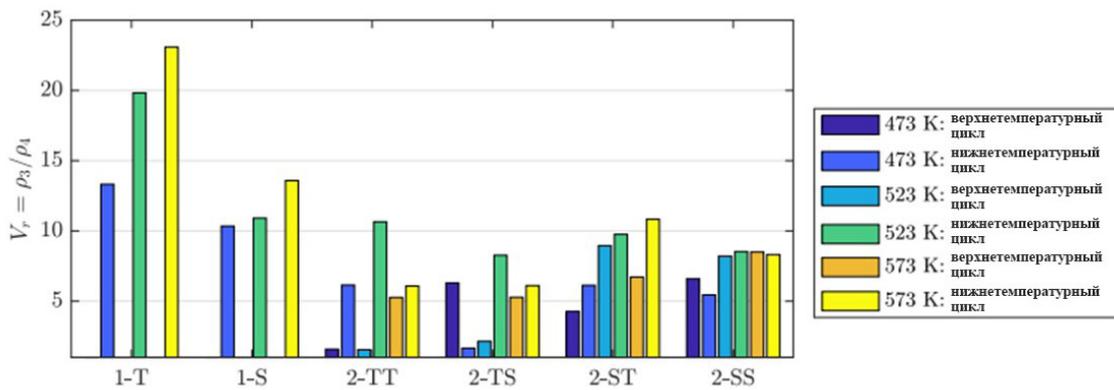


Рис. 7. Степень расширения ($V_r = \rho_3 / \rho_4$) для каждого цикла при различной температуре источника тепла
 Fig. 7. Volumetric expansion ratios ($V_r = \rho_3 / \rho_4$) for each cycle and heat-source temperature

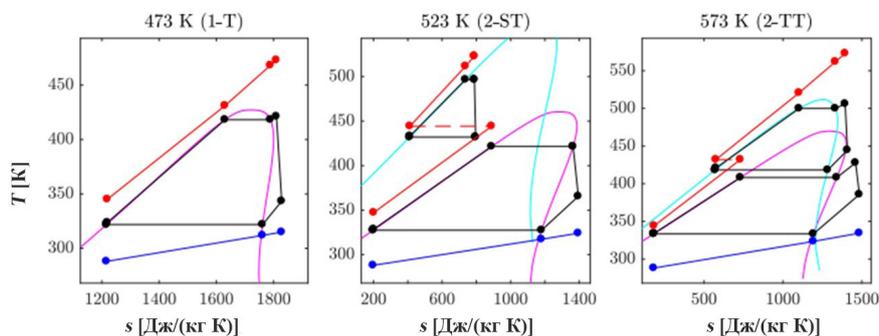


Рис. 8. T-S диаграммы оптимальных циклов для различной температуры источника тепла
 Fig. 8. Optimal cycle for each heat-source temperature shown on a T-s diagram

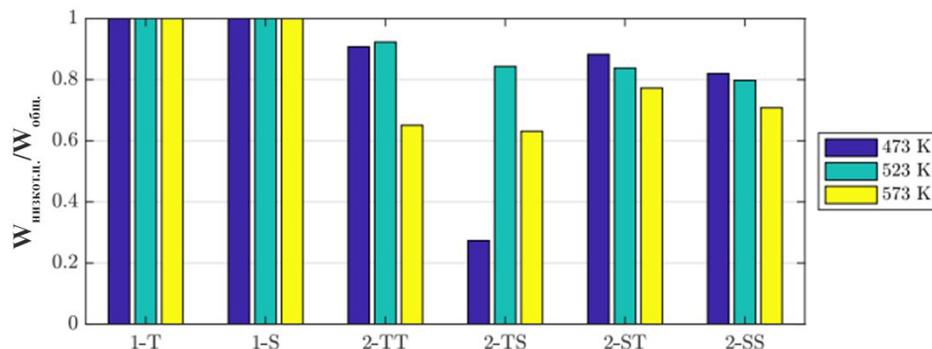


Рис. 9. Отношение мощности низкотемпературного цикла ($\dot{W}_{\text{низкот.л.}}$) к общей мощности системы ($\dot{W}_{\text{общ.}}$)
 Fig. 9. Ratio of bottoming-cycle power (\dot{W}_{bottom}) to total system power (\dot{W}_{total})

ния рассматривается только применительно к каскадным системам, так как температуры источников тепла достаточно высоки, так что величина степени расширения внутри 1-S-систем слишком велика для достижения двухфазного расширения (см. рис. 7 и 10).

В дополнение к этому замечанию следует также отметить, что эти результаты получены с максимальными КПД для турбины и винтового детандера 0,89 и 0,806 соответственно. Значение для турбины было принято как максимальное из рис. 3, и масштабный фактор не учитывался. Однако вполне вероятно, что на практике это значение будет

ниже 0,89. Для винтового детандера величина максимального КПД более стабильна. Таким образом, на практике можно предположить, что системы 1-T и 2-TT будут иметь более значительное снижение мощности, чем система 2-ST, что может привести к смещению результатов на рис. 6 в пользу систем 2-ST. Таким образом, представляется, что для высокотемпературных источников тепла система 2-ST является подходящим вариантом и требует дальнейшего изучения. В будущем необходимо будет исследовать зависимость полученных результатов от величины максимальных КПД, выбираемых для каждого детандера, а также учитывать конструк-

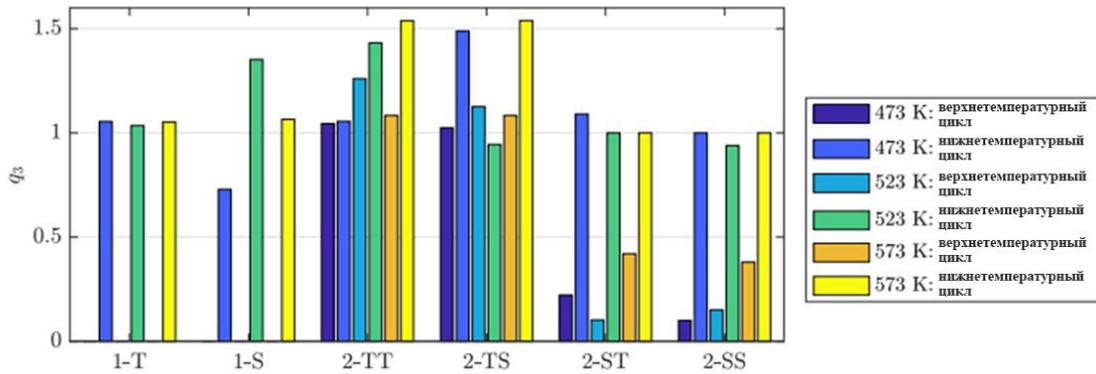


Рис. 10. Оптимальные входные параметры детандера (двухфазные входные параметры соответствуют $q_3 < 1$)
Fig. 10. Optimal expander inlet conditions (two-phase inlet conditions correspond to $q_3 < 1$)

тивные особенности функциональных компонентов систем, такие как требуемая площадь поверхности теплообмена.

4. Выводы

В рамках данной работы проведено сравнение одноступенчатых и каскадных систем ORC путем интеграции моделей расширителей для радиальных турбин и двухроторных винтовых детандеров, учитывая влияние степени объемного расширения на адиабатный КПД, с моделями термодинамического цикла. Результаты оптимизационного исследования показывают, что, в то время как для теплового источника мощностью 473 К одноступенчатая система, работающая с турбиной, дает наибольшую мощность, для более высоких температур теплового источника при каскадных циклах генерируется до 6% больше энергии, чем для одноступенчатых систем. В частности, наиболее перспективными представляются каскадные циклы с турбиной в обоих циклах (2-TT), а также каскадные циклы с винтовым расширителем в высокотемпературном цикле и радиальной турбиной в низкотемпературном цикле (2-ST). Повышенная мощность для этих систем обусловлена более низкими степенями расширения в каждом цикле. Для систем 2-TT это облегчает проектирование радиальных турбин с более высокими адиабатными КПД, в то время как в случае системы 2-ST более низкие степени расширения обеспечивают возможность использования двухфазного расширения. Следующим шагом является более детальное исследование с целью рассмотрения компонентных характеристик, включая влияние массового расхода на КПД детандера и требования к площади теплопередачи для различных циклов.

Номенклатура:

η — адиабатный КПД, эффективность детандера;
 ρ — плотность, кг/м³;
 h — энтальпия, Дж/кг;
 \dot{m} — массовый расход, кг/с;
 p — давление, Па;
 p_r — пониженное давление испарения;
 PP_h — точка минимального температурного испарителя, К;
 q — входные параметры детандера;
 R_{exp} — коэффициент расширения ($V_{r,bi} = V_r$);
 s — энтропия, Дж/(кг·К);
 T — температура, К;
 \dot{W}_n — полезная мощность, Вт;
 \dot{V} — объемный расход, м³/с,

V_r — степень объемного расширения (степень расширения);

Δh_s — изэнтропийное изменение энтальпии, Дж/кг;

ΔT_{sat} — разность температур между температурой испарения и температурой конденсации, К.

Индексы:

1–4 — вершины цикла;
 b — низкотемпературный цикл;
 bi — заданный;
 ci, cp, co — на входе, в точке перехода, на выходе теплоприемника;
 cr — критическая точка;
 hi, hp, ho — на входе, в точке перехода, на выходе источника тепла;
 max — максимум;
 s — состояние после адиабатного расширения;
 t — высокотемпературный цикл.

Благодарности

Данное исследование было проведено при поддержке Британского исследовательского совета по инженерным и физическим наукам (EPSRC) [номер гранта: EP/P009131/1].

Список источников

- Costall A. W., Gonzalez Hernandez A., Newton P. J., Martinez-Botas R. F. Design methodology for radial turbo expanders in mobile organic Rankine cycle applications // Applied Energy. 2015. Vol. 157 (C). P. 729–743. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.02.072.
- Read M. G., Smith I. K., Stosic N. Optimisation of power generation cycles using saturated liquid expansion to maximise heat recovery // Journal of Process Mechanical Engineering: Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part E. 2017. Vol. 231 (1). P. 57–69. DOI: 10.1177/0954408916679202.
- Smith I. K. Development of the Trilateral Flash Cycle System: Part 1: Fundamental Considerations // Journal of Power and Energy: Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part A. 1993. Vol. 207 (3). P. 179–194. DOI: 10.1243/PIME_PROC_1993_207_032_02.
- Fischer J. Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles // Energy. 2011. Vol. 36, Issue 10. P. 6208–6219. DOI: 10.1016/j.energy.2011.07.041.
- Kane M., Larrain D., Favrat D., Allani Y. Small hybrid solar power system // Energy. 2003. Vol. 28, Issue 14. P. 1427–1443. DOI: 10.1016/S0360-5442(03)00127-0.
- Kosmadakis G., Manolakos D., Kyritsis S., Papadakis G. Economic assessment of a two-stage solar organic Rankine cycle

for reverse osmosis desalination // *Renewable Energy*. 2009. Vol. 34 (6). P. 1579–1586. DOI: 10.1016/j.renene.2008.11.007.

7. White M. T., Read M. G., Sayma A. I. Optimisation of cascaded organic Rankine cycle systems for high-temperature waste-heat recovery // *Proc. 31st Int. Conf. on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*. 2018.

8. White M. T., Sayma I. A. A generalized assessment of working fluids and radial turbines for nonrecuperated subcritical organic Rankine cycles // *Energies*. 2018. Vol. 11 (4). P. 800. DOI: 10.3390/en11040800.

9. Perdichizzi A., Lozza G. Design criteria and efficiency prediction for radial inflow turbines // *Proc. Gas Turbine Conference and Exhibition*. 1987. 87-GT-231.

10. Lio L. D., Manente G., Lazzaretto A. A mean-line model to predict the design efficiency of radial inflow turbines in organic Rankine cycle (ORC) systems // *Applied Energy*. 2017. Vol. 205 (C). P. 187–209. DOI: 10.1016/j.apenergy.2017.07.120.

11. White M. T., Read M. G., Sayma A. I. Using a cubic equation of state to identify optimal working fluids for an ORC operating with two-phase expansion using a twin-screw expander // *17th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. 2018.

12. Read M. G., Smith I., Stosic N. Effect of Air Temperature Variation on the Performance of Wet Vapour Organic Rankine Cycle Systems // *Geothermal Resources Council Transactions*. 2014. Vol. 38. P. 705–712.

Сведения о переводчице

ФЕДОРОВА Мария Александровна, кандидат филологических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Иностранные языки».

SPIN-код: 5636-7474

AuthorID (РИНЦ): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Источник перевода: White M. T., Read M. G., Sayma A. I. Comparison between single and cascaded organic Rankine cycle systems accounting for the effects of expansion volume ratio on expander performance // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 604, no. 1. 012086. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012086.

Ссылка на полный текст статьи:

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/604/1/012086/pdf>

Адрес для переписки: sidorova_ma79@mail.ru

Для цитирования

Уайт М. Т., Рид М. Дж., Сайма А. И. Сравнение одноступенчатых и каскадных систем органического цикла Ренкина с учетом влияния степени объемного расширения на эффективность детандера = White M. T., Read M. G., Sayma A. I. Comparison between single and cascaded organic Rankine cycle systems accounting for the effects of expansion volume ratio on expander performance / пер. с англ. М. А. Федоровой // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 3. С. 90–100. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-90-100.

Статья поступила в редакцию 08.07.2020 г.

© М. Т. Уайт, М. Дж. Рид, А. И. Сайма

COMPARISON BETWEEN SINGLE AND CASCADED ORGANIC RANKINE CYCLE SYSTEMS ACCOUNTING FOR THE EFFECTS OF EXPANSION VOLUME RATIO ON EXPANDER PERFORMANCE

M. T. White, M. G. Read, A. I. Sayma

Department of Mechanical Engineering and Aeronautics, City, University of London,
UK, London, EC1V 0HB

Translated from English

M. A. Fedorova

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

Compared to single-stage organic Rankine cycle (ORC) systems, cascaded ORC systems, in which a high-temperature topping cycle and low-temperature bottoming cycle are coupled together, could have advantages in terms of removing the potential for sub-atmospheric condensation conditions and improving expander performance as the expansion process is effectively divided across two stages. Moreover, reducing the expansion volume ratio could facilitate the use of volumetric expanders, such as twin-screw expanders, which, in turn, could facilitate two-phase expansion to be utilised in one, or both, of the cycles. The aim of this paper is to compare single-stage and cascaded ORC systems, accounting for the effect of the

expander volume ratio on expander performance. To investigate this, thermodynamic models for single-stage and cascaded ORC systems are developed, which include variable efficiency expander models for both radial turbines and twin-screw expanders that can estimate the effect of the expansion volume ratio on the expander isentropic efficiency. Using this model, three different scenarios are compared for different temperature heat-source temperatures, namely: (i) single-stage ORC systems with vapour-phase expansion obtained using a turboexpander; (ii) single-stage ORC systems operating with a twin-screw expander, with the possibility for two-phase expansion; and (iii) cascaded cycles with either vapour- or two-phase expansion. The

results from this comparison are used to identify applications where cascaded ORC systems could offer performance benefits.

Keywords: single-stage Rankine cycle, cascaded Rankine cycle, turboexpander, screw expander, isentropic efficiency.

References

1. Costall A. W., Gonzalez Hernandez A., Newton P. J., Martinez-Botas R. F. Design methodology for radial turbo expanders in mobile organic Rankine cycle applications // *Applied Energy*. 2015. Vol. 157 (C). P. 729–743. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.02.072. (In Engl.).
2. Read M. G., Smith I. K., Stosic N. Optimisation of power generation cycles using saturated liquid expansion to maximise heat recovery // *Journal of Process Mechanical Engineering: Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part E*. 2017. Vol. 231 (1). P. 57–69. DOI: 10.1177/0954408916679202. (In Engl.).
3. Smith I. K. Development of the Trilateral Flash Cycle System: Part 1: Fundamental Considerations // *Journal of Power and Energy: Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part A*. 1993. Vol. 207 (3). P. 179–194. DOI: 10.1243/PIME_PROC_1993_207_032_02. (In Engl.).
4. Fischer J. Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles // *Energy*. 2011. Vol. 36, Issue 10. P. 6208–6219. DOI: 10.1016/j.energy.2011.07.041. (In Engl.).
5. Kane M., Larrain D., Favrat D., Allani Y. Small hybrid solar power system // *Energy*. 2003. Vol. 28, Issue 14. P. 1427–1443. DOI: 10.1016/S0360-5442(03)00127-0. (In Engl.).
6. Kosmadakis G., Manolakos D., Kyritsis S., Papadakis G. Economic assessment of a two-stage solar organic Rankine cycle for reverse osmosis desalination // *Renewable Energy*. 2009. Vol. 34 (6). P. 1579–1586. DOI: 10.1016/j.renene.2008.11.007. (In Engl.).
7. White M. T., Read M. G., Sayma A. I. Optimisation of cascaded organic Rankine cycle systems for high-temperature waste-heat recovery // *Proc. 31st Int. Conf. on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*. 2018. (In Engl.).
8. White M. T., Sayma I. A. A generalized assessment of working fluids and radial turbines for nonrecuperated subcritical organic Rankin cycles // *Energies*. 2018. Vol. 11 (4). P. 800. DOI: 10.3390/en11040800. (In Engl.).
9. Perdichizzi A., Lozza G. Design criteria and efficiency prediction for radial inflow turbines // *Proc. Gas Turbine Conference and Exhibition*. 1987. 87-GT-231. (In Engl.).

10. Lio L. D., Manente G., Lazzaretto A. A mean-line model to predict the design efficiency of radial inflow turbines in organic Rankine cycle (ORC) systems // *Applied Energy*. 2017. Vol. 205 (C). P. 187–209. DOI: 10.1016/j.apenergy.2017.07.120. (In Engl.).

11. White M. T., Read M. G., Sayma A. I. Using a cubic equation of state to identify optimal working fluids for an ORC operating with two-phase expansion using a twin-screw expander // 17th International Refrigeration and Air Conditioning Conference. 2018. (In Engl.).

12. Read M. G., Smith I., Stosic N. Effect of Air Temperature Variation on the Performance of Wet Vapour Organic Rankine Cycle Systems // *Geothermal Resources Council Transactions*. 2014. Vol. 38. P. 705–712. (In Engl.).

About the translator

FEDOROVA Maria Aleksandrovna, Candidate of Philological Sciences, Associate Professor of Foreign Languages Department.

SPIN-code: 5636-7474

AuthorID (RSCI): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Address for correspondence: sidorova_ma79@mail.ru

For citations

White M. T., Read M. G., Sayma A. I. Comparison between single and cascaded organic Rankine cycle systems accounting for the effects of expansion volume ratio on expander performance / *trans. from Engl. M. A. Fedorova // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 3. P. 90–100. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-90-100.

Received July 8, 2020.

© M. T. White, M. G. Read, A. I. Sayma