

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕРМОГАЗЛИФТА В ТРЕУГОЛЬНОМ ЦИКЛЕ И В ОРГАНИЧЕСКОМ ЦИКЛЕ РЕНКИНА

К. Р. Бэггли, М. Г. Рид

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

Перевод с английского
М. А. Федорова

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

Хорошо известно, что во многих производственных процессах значительные потери энергии происходят при низких температурных уровнях. Восстановление и повторное использование этой энергии является важнейшей частью повышения общей эффективности промышленных систем. Целью данной работы является изучение эффективности использования термогазлифта (TFE) при низких температурных уровнях как в органическом цикле Ренкина с насыщенным паром (SORC), так и в треугольном цикле с адиабатным расширением в области влажного пара (TFC).

Для некоторых режимов с низкими температурными уровнями было показано, что TFC достигает более высокой полезной выходной мощности, чем обычно применяемый SORC благодаря возможности извлекать больше тепла из исходной жидкости. Это является предметом настоящего исследования как результат исследований в области проектирования объёмных вытеснительных машин для работы в качестве расширителей двухфазного рабочего тела. Обычно применяемые турбины не могут использоваться для TFC, поскольку они должны работать в паровой фазе.

Одним из недостатков TFC является более высокий требуемый массовый расход рабочей среды. В зависимости от масштабов системы это, теоретически, может вызвать трудности с выбором насоса. Термогазлифт, в отличие от стандартного механического насоса, использует подводимую к системе теплоту для повышения давления и температуры рабочей жидкости, а не подводимую работу. В данной статье сравнивается полезная выходная мощность, достигаемая использованием как механических, так и TFE с системами SORC и TFC. Результат свидетельствует о том, что TFE может быть целесообразным решением для систем TFC.

Ключевые слова: термогазлифт, органический цикл Ренкина, треугольный цикл, адиабатное расширение, влажный пар, рециркуляция.

1. Введение

С изменением климата и ростом глобального энергопотребления растет понимание необходимости обеспечения эффективного использования ресурсов. Утилизация отработанного тепла — это огромный рынок, так как низкопотенциальное отработанное тепло (ниже 373 К) составляет 63% потерь первичного энергопотребления [1]. Необходимость использования большего количества этой энергии и повышения эффективности уже установленных систем актуальна как для ограничения выбросов, так и для последствий изменения климата.

Цикл TFC (Trilateral Flash Cycle — треугольный цикл с адиабатным расширением в области влажного пара) вызвал интерес исследователей в последние годы благодаря достижениям в области двухфазных расширителей. Было изучено, что циклы TFC повышают эффективность цикла на 14–85%

по сравнению Органическим циклом Ренкина с насыщенным паром (Saturated-Vapour Organic Rankine Cycle — SORC) [2]. Одной из особенностей TFC является более высокий массовый расход рабочего тела по сравнению с обычным ОЦР, обусловленный меньшим изменением удельной энтальпии рабочего тела при добавлении тепла. В зависимости от масштаба системы, это может потенциально вызвать трудности с поиском и выбором питающего насоса соответствующей мощности. В этой статье основное внимание будет уделено циклу TFC в сравнении с SORC в качестве основы для сравнения результатов.

Термогазлифт (Thermo-Fluidic Exchange — TFE) использует подвод тепла к системе для повышения давления и температуры жидкости, а не подвод работы, как в стандартном механическом насосе. Предыдущие результаты показали, что некоторые конфигурации насосов TFE имеют более высокий

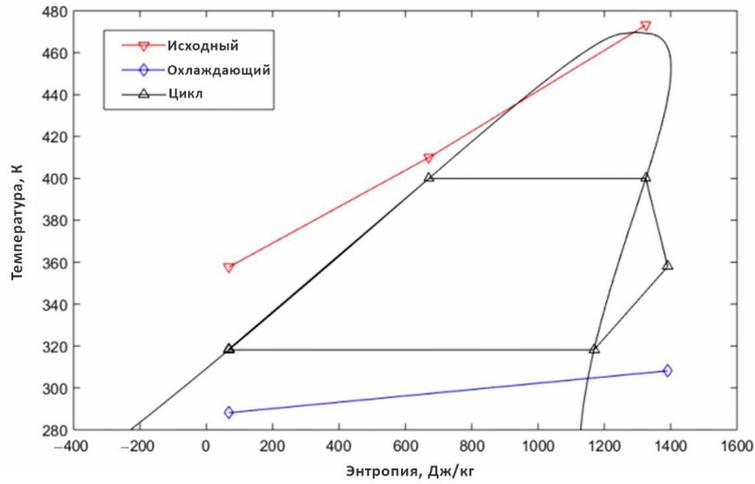


Рис. 1(а). T-S диаграмма цикла SORC
 Fig. 1(a). T-S diagrams of an SORC

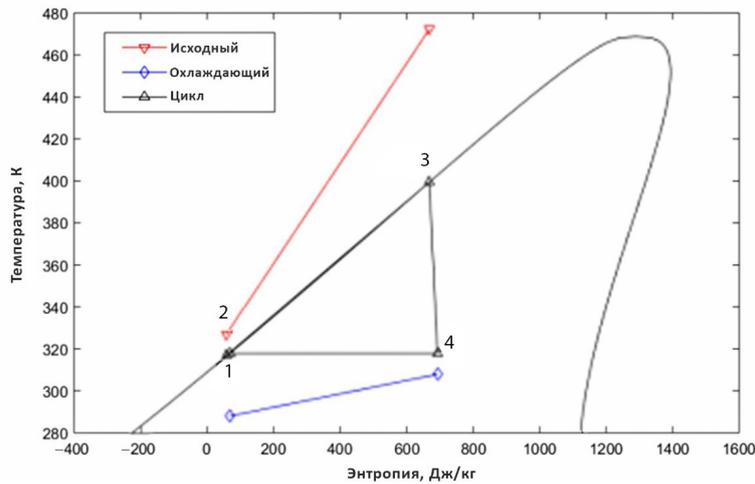


Рис. 1(б). T-S диаграмма цикла TFC
 Fig. 1(b). T-S diagrams of a TFC

общий КПД по сравнению со стандартным механическим насосом [3]. Это происходит, главным образом, из-за исключения затраченной работы. Они также обычно имеют более низкий КПД котла из-за включения внутреннего испарителя, как описано в следующем разделе.

Применение тепла для перекачивания можно проследить до 1700-х годов, когда Томас Сейвери впервые описал модель «двигателя для подъема воды с помощью огня». Он использовал двойную печь, чтобы нагреть один из двух котлов разного размера, каждый с разным количеством воды, с ручным клапаном и соединяющими их трубами. Возрастающее давление расширяющейся смеси жидкость/пар использовалось для вытеснения более холодной жидкости и повышения ее давления. Совсем недавно исследования показали включение насоса TFE в двухконтурный цикл Ренкина. Результаты показывают улучшение полезной мощности на 7,6% в низкотемпературном контуре по сравнению с механическим насосом. Также прогнозировалось

соответствующее снижение массового расхода на 8,6%, что уменьшит размер системы и, следовательно, её стоимость.

2. Анализ термодинамических циклов, использующих термогазlift

Цели анализа, представленного в этой статье, заключаются в исследовании работы циклов, включающих TFE, по сравнению с механическими насосами путем рассмотрения конкретных случаев применения, определяемых диапазоном входных температур источника, и оптимизации эффективности цикла для каждого из них, чтобы показать влияние на общую эффективность цикла.

При анализе будут использоваться SORC и TFC как с различными механическими конфигурациями, так и с конфигурациями насосов TFE. Основное внимание будет уделено TFC с термогазliftом с целью выяснить, как различные циклы влияют на общую эффективность и, следовательно, на полез-

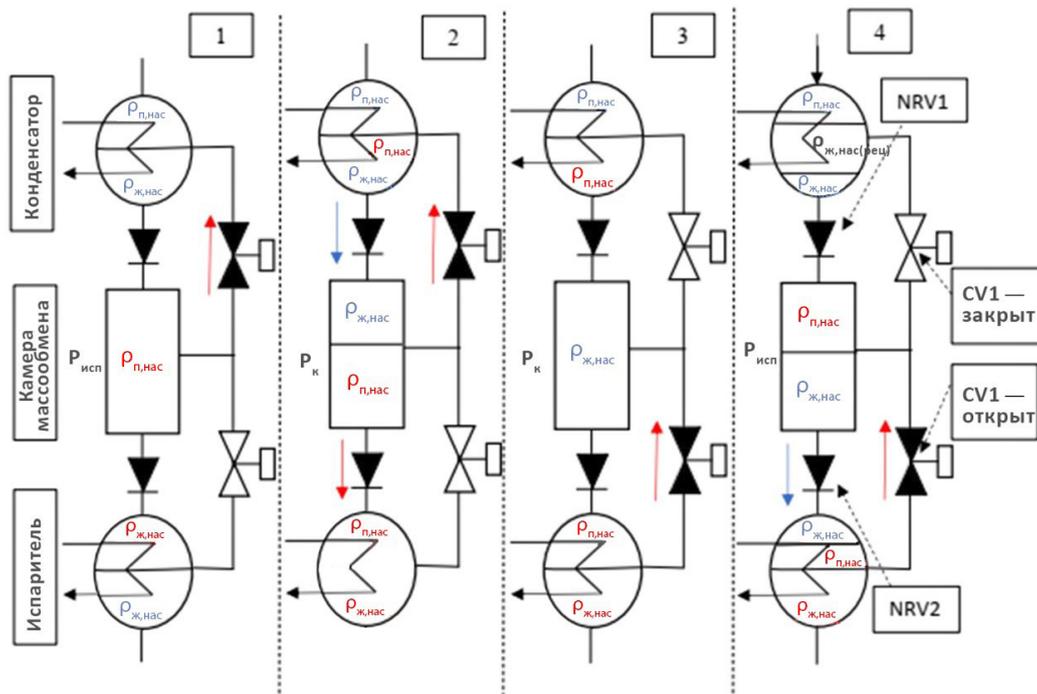


Рис. 2. Модель базового цикла и состояний насоса TFE, где жидкость с плотностью $\rho_{п,нас}$ — насыщенный пар под давлением $P_{исп}$; $\rho_{ж,нас}$ (красный) — насыщенная жидкость под давлением $P_{исп}$; $\rho_{ж,нас}$ (синий) — это насыщенная жидкость под давлением $P_к$; $\rho_{ж,нас}$ (рец) — наполненная насыщенная жидкость под давлением $P_к$. Процесс проходит следующие этапы и соответствующие состояния и выполняется для перемещения единицы массы рабочего тела

Fig. 2. A model of a basic TFE pump, cycle and states, where fluid with density: $\rho_{п,нас}$ is saturated vapour at a pressure of $P_{исп}$; $\rho_{ж,нас}$ (red) is saturated liquid at pressure $P_{исп}$; $\rho_{ж,нас}$ (blue) is saturated liquid at pressure $P_к$; $\rho_{ж,нас}$ (r) is the refill saturated liquid at $P_к$. The process follows the following steps and is shown for the movement of 1 packet of mass

ную работу. Это также связано с тем, что при том же количестве подводимого тепла для TFC расходы рабочего тела выше, чем для SORC.

3. Особенности моделирования цикла

Рассмотрим два типа циклов более подробно. Предполагается, что насосы являются либо механическими насосами с постоянной эффективностью, либо TFE. Модель насоса TFE подробно описана в разделе 3.2 со ссылкой на несколько этапов работы.

3.1. Методология анализа циклов.

TFC характеризуется расширением насыщенной жидкости, как показано на рис. 1(б). Терминология, используемая для определения различных точек цикла, выглядит следующим образом:

- точка 1 — насыщенная жидкость при P_1, T_1 (начальные);
- точка 2 — переохлажденная жидкость, рассчитанная по требуемой рабочей нагрузке и КПД насоса;
- точка 3 — насыщенная жидкость при P_3, T_3 (конечные);
- точка 4 — двухфазная смесь, рассчитанная по достигнутой производительности работы и КПД турбины.

Цикл SORC отличается подводом тепла при постоянном давлении до тех пор, пока рабочая жидкость не окажется в состоянии насыщенного пара, причем работа восстанавливается с помощью процесса расширения в области перегретого пара.

Для анализа цикла сделаны следующие допущения. Важно отметить, что начальная температура рабочей жидкости неизменна, а массовый расход исходной жидкости установлен равным 1 кг/с, так что результаты отображаются в расчете на единицу массового расхода источника:

- давление изобарного конденсатора и испарителя при $P_{конг}$ и $P_{исп}$ соответственно;
- $T_{1,рб.ж.}$ (перед насосом, после конденсатора) равна 45°C ;
- η_l равен 70%;
- η_p равен 50%;
- $ср_{расш.}$ равна 1050 (Дж/кг·К) для выходящей жидкости;
- pp равна 10°C , для испарителя и конденсатора это динамическая точка сжатия;
- $m_{исх.ж.}$ принимается равной 1 кг/с.

В качестве рабочей среды используется пентан. Исходя из этих основных допущений цикла, модель фторопластового насоса может быть создана в соответствии с поставленными целями.

3.2. Анализ TFE насоса.

Рассматриваемый здесь анализ насоса TFE был смоделирован ранее Ричардсоном, и эта статья основывается на данной модели. Модель насоса TFE представлена на рис. 2, а соответствующие характеристики режима — в табл. 1. Два основных давления обозначены $P_к$ как давление конденсатора и $P_{исп}$ как давление испарения. Чтобы показать разницу в массе на единицу объема на разных стадиях и процессах, используется плотность.

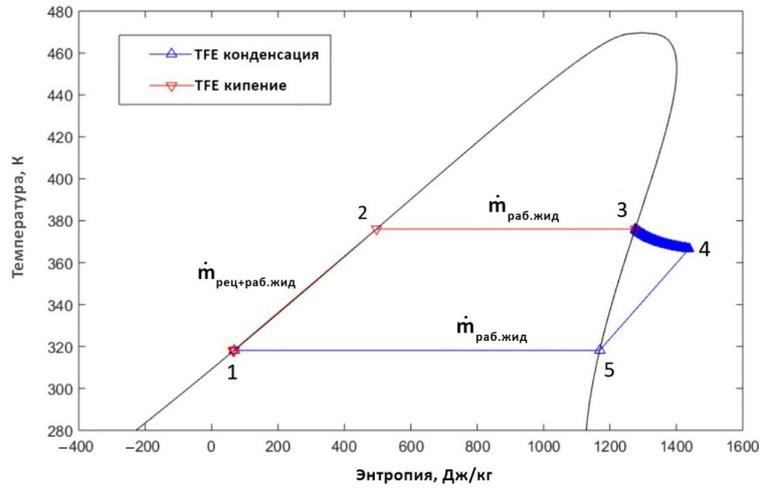


Рис. 3. Насос TFE
 Fig. 3. TFE pump

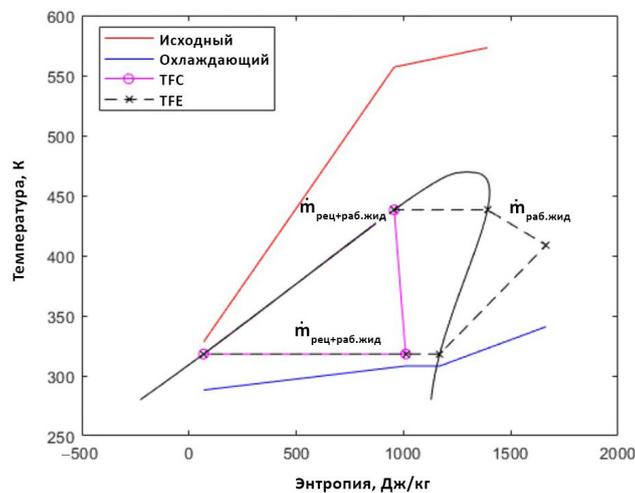


Рис. 4. Насос TFE в цикле TFC
 Fig. 4. TFE pump in a TFC cycle

Во время этого процесса происходит теплопередача как в конденсаторе, так и в расширителе. Более подробный вид конденсатора показан на рис. 3; показан вход насыщенной жидкости в точке P (заправка) и дросселированный пар, который ранее был насыщенным паром при $P_{исп}$. Тепло перенаправляется для изменения дросселируемого пара в насыщенную жидкость при P_k . В результате получается насыщенная жидкость при $P_{исп}$. Изменение параметров состояния и объема жидкости дает возможность заполняющей жидкости попасть внутрь.

Допущения для модели TFE можно резюмировать следующим образом:

- изоэнтропное сжатие через CV2;
- изоэнтальпийное расширение через CV1;
- насос принимает $P_{т,нас.с}$ и подает $P_{ж,нас.исп}$ на испаритель;
- испаритель принимает $P_{ж,нас.с}$ подает $P_{п,нас.исп}$ на расширитель;
- конденсатор принимает перегретый пар при P_k подает $P_{ж,нас.к}$ на насос;

— жидкость, поступающая в камеру массообмена, не передает никакого тепла.

3.3. Анализ комбинированного цикла и TFE.

Предыдущие расчеты были выполнены для насоса TFE через один цикл насоса во время работы в установившемся режиме. Моделирование внутренней энергии используется для привязки изменения плотности и энтальпии к теплу на входе/выходе, как показано в уравнениях (1) и (2).

$$q_{вх,нас} = \frac{h_{ж,исп}(\rho_3 - \rho_1) + h_{п,исп}(\rho_4 - \rho_3)}{(\rho_3 - \rho_1)} + \frac{h_{п,исп}\rho_{п,исп} - h_4\rho_4}{(\rho_3 - \rho_1)}, \quad (1)$$

$$q_{вых,нас} = q_{вх,нас} - (h_{ж,исп} - h_{ж,к}), \quad (2)$$

Поскольку эта статья концентрируется на TFC, вводится массовый расход рециркуляции. При

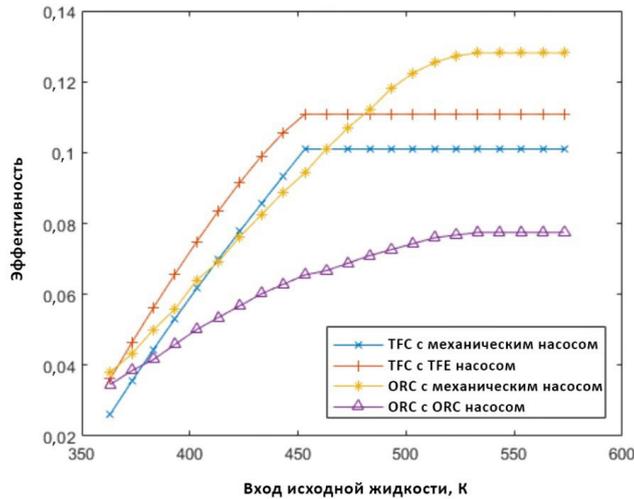


Рис. 5. КПД цикла
Fig. 5. Cycle efficiency

ORC, на котором была основана статья Ричардсона, им можно пренебречь, так как рабочая жидкость должна быть нагрета до насыщенного жидкого состояния. Это можно более четко увидеть на рис. 4. Именно этот дополнительный подвод тепла между точками 2 и 3 показывает необходимость этого различия при моделировании, что также необходимо учитывать при рассмотрении отвода тепла на стороне конденсации.

$$\dot{m}_{рез}(h_{3,исх.ж.} - h_3) = \dot{m}_{исх.ж.} c p_{исх.ж.} (T_{исх.ж.,i} - T_{исх.ж.,a}), \quad (3)$$

$$\dot{m}_{рец+рб.ж.} (h_3 - h_1) = \dot{m}_{исх.ж.} c p_{исх.ж.} (T_{исх.ж.,a} - T_{исх.ж.,0}), \quad (4)$$

$$V = \frac{\dot{m}_{исх.ж.}}{\rho_{3,TFE} - \rho_{1,TFE}}, \quad (5)$$

$$\dot{m}_{рез} = (\rho_{н,исп} + \rho_{4,TFE} + \rho_{3,TFE}). \quad (6)$$

Циклически повторяя расчёт уравнений (3)–(6), можно вычислить массовый расход. Это можно увидеть в уравнении (7). Из этого можно рассчитать общий расход $\dot{m}_{рец+рб.жиг.}$ и, таким образом, расход рабочей жидкости, подаваемой в детандер $\dot{m}_{рб.жиг.}$:

$$\dot{m}_{рез} = \frac{(T_{исх.ж.,i} - T_{исх.ж.,0})(\rho_{н,исп} + \rho_{4,TFE} + \rho_{3,TFE})\dot{m}_{исх.ж.} c p_{исх.ж.}}{(\rho_{3,TFE} - \rho_{1,TFE})(h_3 - h_1) + (h_{3,исх.ж.} - h_3)}. \quad (7)$$

На рис. 3 представлена зависимость между $\dot{m}_{рец+рб.жиг.}$ и $\dot{m}_{рб.жиг.}$ для цикла с TFE насосом.

Точки, показанные на рис. 3, определяются следующим образом:

- точка 1 — насыщенная жидкость при P_1, T_1 ;
- точка 2 — насыщенная жидкость при P_2, T_2 ;
- точка 3 — насыщенный пар при P_2, T_2 ;
- точка 4 — перегретый пар при P_1, T_4 , изотермическое расширение через регулирующийся клапан 2, $h_3 = h_4$;
- точка 5 — насыщенный пар при P_1, T_1 .

Применяя описанный выше способ анализа, можно вычислить параметры и массовый расход рабочей жидкости во всех точках цикла. Это позволяет исследовать эффективность цикла, как описано в разделе 4.

4. Обсуждение результатов

Модель, описанная выше, использовалась для расчета КПД цикла, КПД котла, результирующего КПД и полезной выходной мощности, как определено в уравнениях (8)–(11). Для TFC TFE нет дополнительного подвода тепла от испарителя, так как насос TFE подает насыщенную жидкость при требуемой температуре ($q_{вх,исп} = 0$). $h_{исх,0}$ показывает энтальпию в насыщенной исходной жидкости при 25 °C.

$$\eta_{ц} = \frac{W_{вых} - W_{вх}}{q_{вх,нас} + q_{вх,исп}}, \quad (8)$$

$$\eta_{исп} = \frac{\dot{m}_{рб.тепло} q_{вх,нас} + q_{вх,исп}}{\dot{m}_{исх.ж.} h_{исх.ж.вх} - h_{исх.ж.,0}}, \quad (9)$$

$$\eta_{общ} = \eta_{исп} \cdot \eta_{ц}, \quad (10)$$

$$W_{рец} = W_{вых} - W_{вх}. \quad (11)$$

В каждом случае максимальная исходная температура на входе варьируется от 90 °C до 300 °C. Для процесса испарения соотношение температура/давление варьируется от начального при T_1 до увеличенного в переходной точке (плюс до 95% от максимальной величины). Это необходимо для снижения отклонений температур при их приближении к критическим. Соотношение давление/температура испарения варьируется для определения максимальной мощности и общего КПД. Результаты приведены в п. 4.1.

Были рассмотрены четыре конфигурации, SORC с механическим насосом, SORC с TFE, TFC с механическим насосом и TFC с насосом TFE. Все моделируемые механические насосы имеют КПД 50%. Эти результаты позволяют провести прямое сравнение с существующими результатами в статье Ричардсона. Результаты для конфигураций SORC из текущей модели хорошо согласуются с ранее опубликованными данными.

4.1. Цикл и КПД котла.

КПД цикла на рис. 5 показывает, что применение насоса TFE приводит к существенно отличающемуся поведению в TFC по сравнению с SORC.

Таблица 1. Состояния и процессы TFE насосного цикла
Table 1. States and processes of a TFE pump cycle

Состояние 1	Конденсатор под давлением P_k , с массовой долей 0,5 насыщенного пара и 0,5 насыщенной жидкости. Камера массообмена при $P_{исп}$ со 100 % насыщенным паром
Процесс 1–2	CV2 закрывают и открывают CV1, который позволяет пару при давлении $P_{исп}$ течь изотропно из камеры массообмена
Состояние 2	Изоэнтальпийный поток пара из камеры массообмена увеличивает давление в конденсаторе, создавая объем в этой камере, который заполняется насыщенной жидкостью из конденсатора
Процесс 2–3	Весь пар при $P_{исп}$ из камеры массообмена передается в конденсатор и вытесняет всю насыщенную жидкость при P_c из конденсатора в камеру массообмена через NRV1. При этом CV1 закрыт
Состояние 3	Конденсатор с 50/50 насыщенным паром при P_k и $P_{исп}$. Камера массообмена со 100 % насыщенной жидкостью при P_k
Процесс 3–4	CV2 открывается, что позволяет пару при давлении $P_{исп}$ течь изотропно через испаритель
Состояние 4	Поток пара из испарителя увеличивает давление в камере массообмена, образуя в испарителе разрежение
Процесс 4–1	Весь пар при $P_{исп}$ из испарителя передается в камеру массообмена и вытесняет всю насыщенную жидкость в P_k из камеры массообмена в испаритель через NRV2

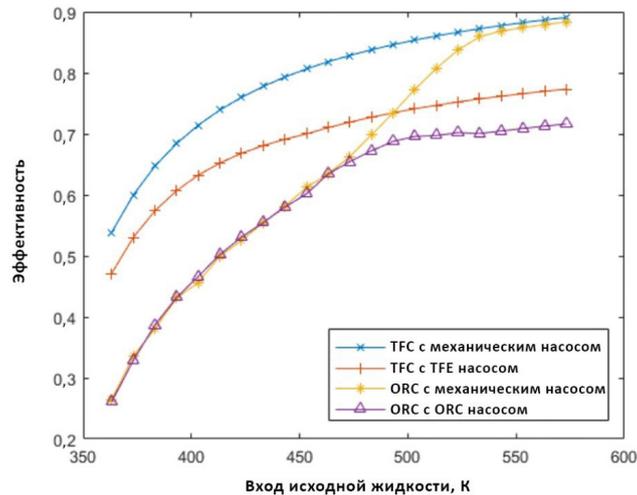


Рис. 6. КПД котла
Fig. 6. Boiler efficiency

Это происходит из-за дополнительной теплопередачи в испарителе, которой нет в TFC. По мере увеличения температуры исходной жидкости механический насос имеет всё большее преимущество перед насосом TFE в SORC, это связано с двумя основными причинами. Во-первых, по мере увеличения температуры на входе расширителя количество полезного тепла для насоса TFE уменьшается. Это приводит к снижению эффективности насоса. Во-вторых, по мере увеличения температуры на входе расширителя (с впуском исходной жидкости) увеличивается эффективность механического насоса из-за необходимости более высокого массового расхода. Насос TFE в TFC неизменно имеет более высокий КПД цикла из-за исключения затрат на работу, необходимых для механического насоса.

На рис. 6 показано, насколько эффективно извлекается количество полезной теплоты. Неудивительно, что насос с терможидкостным обменом имеет более низкий КПД, чем его аналог. Это связа-

но с увеличением подводимого тепла, необходимого для рециркуляции теплообменного гидронасоса. Увеличение рециркуляционной массы происходит от насыщенной воды на P_1 до насыщенного пара на P_3 . Насос с терможидкостным обменом, как и в случае с КПД цикла, лучше работает в трехстороннем цикле испарения. Это снова связано с дополнительным подводом тепла, требуемого для массового расхода рабочего тела в цикле ORC. На обеих кривых КПД можно увидеть заметное изменение градиента. В точке, где достигнут предел давления рабочей жидкости, от исходной жидкости больше нельзя отводить тепло. Эта точка выше для цикла SORC, чем для трехстороннего цикла мгновенного испарения, поскольку оптимальное давление в котле всегда ниже для данной температуры жидкости на входе.

По сравнению с предыдущими данными, значения цикла SORC немного отличаются. Это связано с дополнительной необходимостью моделирования рециркуляционного массового расхода. Именно

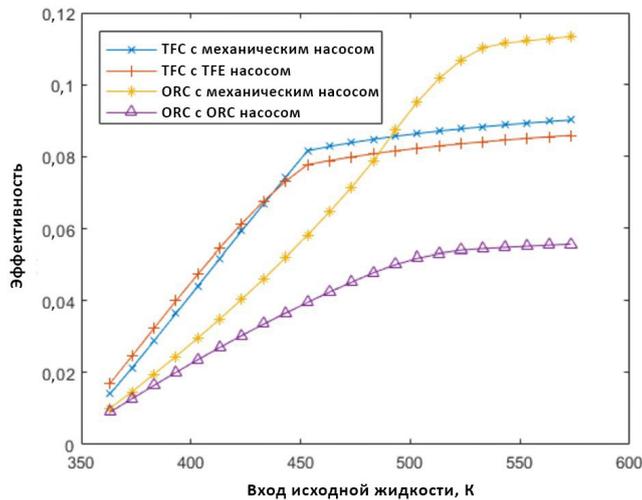


Рис. 7. Общий КПД относительно температуры жидкости на входе в источник для конфигураций цикла
Fig. 7. Overall efficiency against source fluid inlet temperature for cycle configurations

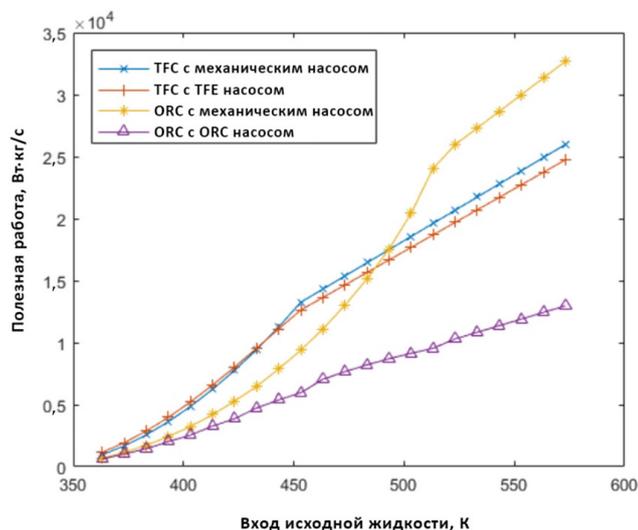


Рис. 8. Полезная работа на единицу массового расхода в зависимости от входной температуры жидкости для различных конфигураций циклов
Fig. 8. Net work output per unit source mass flow rate against source fluid inlet temperature for cycle configurations

этот дополнительный массовый расход влияет как на подвод тепла, так и на тепловую мощность цикла.

4.2. Общая эффективность.

Поскольку общий КПД пропорционален КПД цикла и котла, то можно увидеть все характеристики кривой. Резкое изменение градиента для трехстороннего цикла мгновенного испарения происходит при 450 К и, как было указано ранее, связано с критическим пределом давления рабочей жидкости. Точно так же цикл SORC завершается на 525 К. Исходя из данных рис. 7, наиболее важным является то, что трехсторонний цикл мгновенного испарения имеет более высокую эффективность при более низких температурах исходной жидкости, <480 К. Это напрямую связано с целью данной статьи по рекуперации низкопотенциально отходящего тепла. Вдобавок к этому насос TFE

имеет преимущество перед механическим насосом при режимах до 440 К, что по-прежнему находится в области низкопотенциальных источников тепла.

4.3. Полезная работа.

Благодаря высокой общей эффективности, показанной на рис. 7, результаты полезной работы на рис. 8 очень похожи. TFC производит больше рабочего потока при более низких температурах, чем SORC, а насос TFE в TFC имеет большую теплопроизводительность при более низких температурах, чем механический насос. Более высокие массовые расходы рабочей жидкости и улучшенное согласование температур между источником и рабочей жидкостью при добавлении тепла позволяют ТФК работать лучше. Это важно, поскольку увеличение эффективности двухфазных расширителей сделало этот цикл более жизнеспособным.

Теперь, с включением другой конструкции насоса и с помощью дальнейшего моделирования, эти результаты предполагают, что можно было бы получить больше полезной работы, используя насос TFE в TFC. Однако в настоящем исследовании используется относительно простой подход к прогнозированию производительности этих систем. Для оценки потенциальных преимуществ использования TFE в циклах выработки электроэнергии необходимо также рассмотреть более детальное моделирование как нестационарных потоков TFE, так и эффективности таких компонентов, как расширитель и механическая мощность. Этому будут посвящены следующие исследования.

5. Выводы

Цель этой статьи состояла в том, чтобы поработать над предыдущей моделью насоса TFE и применить его к TFC со ссылкой на существующие результаты. Цикл SORC был верифицирован полученными ранее данными. Переработанная модель была использована для того, чтобы соответствовать TFC и был введен насос TFE. Результаты показывают увеличение производительности при более низких температурах внутри TFC и, в частности, при использовании насоса TFE. При температурах <440 К TFC с насосом TFE имеет на 0,2% более высокую общую эффективность, чем механический насос. Это проявляется в полезной работе, где насос TFE производит на 0,2% больше полезной работы, чем его механический аналог.

Физическое сравнение двух насосов — это, действительно, еще один необходимый фактор. На рис. 2 показано, что насос TFE может быть компактным по размерам, причем объем цилиндра является определяющим фактором как размера, так и массового расхода. По сравнению с механическим насосом с теплообменником, TFE будет иметь меньшую общую площадь за счет процессов надува и нагрева/конденсации, происходящих в одном и том же насосе. Это действительно усложняет как конструкцию, так и стоимость продукта, с дополнительными контроллерами, необходимыми для регулировки времени открытия клапана.

Нужно провести дальнейшее исследование для того, чтобы подтвердить эти первоначальные выводы, касающиеся нестационарного потока жидкости через четыре клапана в TFE и их влиянии на изменения давления внутри системы. Затем эти результаты можно будет применить к анализу всей системы, чтобы показать влияние массового расхода жидкости, необходимого в исходном и охлаждающем циклах, на дополнительный подвод тепла и, в конечном счете, на полезную работу.

Обозначения

c_p — удельная теплоемкость (Дж/кг·К);
 h — удельная энтальпия (Дж/кг);
 \dot{m} — массовый расход (кг/с);
 P — давление (Па);
 pp — изменение температуры в точке перехода;
 η — КПД;
 s — удельная энтропия (Дж/кг);
 q — удельный теплообмен (Дж/кг);
 T — температура (°C);
 u — удельная энергия (Дж/кг);
 w — удельная работа (Дж/кг);
 ρ — плотность.

Индексы

boiler — бойлер;

c — конденсатор;
 co — охлаждающая жидкость;
cycle — цикла;
ev — испаритель;
exp — расширитель;
 oa — общий (для всей системы);
 0 — состояние насыщения (25°C, 0,1 МПа);
 s — исходное рабочее тело;
 wf — рабочая жидкость;
 in — входная теплота или работа;
 out — выходная теплота или работа;
 l — жидкое состояние;
 v — парообразное состояние;
 sat — состояние насыщения;
 r — рециркуляция.

Список источников

1. Langan M., O'Toole K. A new technology for cost effective low grade waste heat recovery // Energy Procedia. 2017. Vol. 123. P. 188–195. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.07.261.
2. Smith I., Stosic N., Aldis C. Trilateral flash cycle system a high efficiency power plant for liquid resources // Proceedings World Geothermal Congress. 1995. P. 2109–2114.
3. Richardson E. S. Thermodynamic performance of new thermofluidic feed pumps for Organic Rankine Cycle applications // Applied Energy. 2016. Vol. 161. P. 75–84. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.10.004.
4. Savery T. The Miner's Friend; Or, An Engine to Raise Water by Fire (republished). London: McCormick, 1829. 53 p.
5. Gequn S., Zhigang Y., Peng L. [et al.]. Potential of a thermofluidic feed pump on performance improvement of the dual-loop Rankine cycle using for engine waste heat recovery // Energy Conversion and Management. 2018. Vol. 171. P. 1150–1162.

Сведения о переводчике

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: Baggley C. R., Read M. G. Investigation of a Thermo-Fluidic Exchange Pump in Trilateral Flash and Organic Rankine Cycles // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604, no. 1. 012087. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012087.

Ссылка на полный текст статьи:

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/604/1/012087/pdf>

Адрес для переписки: sidorova_ma79@mail.ru

Для цитирования

Бэгли К. Р., Рид М. Г. Исследование эффективности применения термогазифта в треугольном цикле и в органическом цикле Ренкина = Baggley C. R., Read M. G. Investigation of a Thermo-Fluidic Exchange Pump in Trilateral Flash and Organic Rankine Cycles / пер. с англ. М. А. Федоровой // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 4. С. 66–74. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-66-74.

Статья поступила в редакцию 30.10.2020 г.

© К. Р. Бэгли, М. Г. Рид

INVESTIGATION OF A THERMO-FLUIDIC EXCHANGE PUMP IN TRILATERAL FLASH AND ORGANIC RANKINE CYCLES

C. R. Baggley, M. G. Read

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

Translated from English

M. A. Fedorova

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

It is well known that large amounts of energy loss occurs at low temperature states in a wide range of industrial processes. The recovery and reuse of this energy is at the forefront of increasing the overall efficiencies of industrial systems. The aim of this paper is to investigate the effectiveness of using a Thermo-Fluidic Exchange (TFE) pump at low temperature conditions in both a Saturated-Vapour Organic Rankine Cycle (SORC) and a Trilateral Flash Cycle (TFC). For some low temperature applications, TFCs have been shown to achieve higher net power output than conventional SORCs, due to their ability to extract more heat from the source fluid. This is the subject of current research as a result of advancements made in the design of positive displacement machines for operation as two-phase expanders. Conventional turbines cannot be used for TFCs as they must operate in the vapour phase. One drawback of the TFC is the higher working fluid mass flow rate required. Depending on the scale of the system, this can potentially cause difficulties with pump selection. A TFE pump uses heat input to the system to increase the pressure and temperature of the working fluid, rather than the work input in a standard mechanical pump. This paper compares the net power output achievable using both mechanical and TFE pumps with SORC and TFC systems. The results suggest that the TFE pump could be a viable option for TFC systems.

Keywords: thermogas lift, organic Rankine cycle, triangular cycle, adiabatic expansion, wet steam, recirculation.

References

1. Langan M., O'Toole K. A new technology for cost effective low grade waste heat recovery // *Energy Procedia*. 2017. Vol. 123. P. 188 – 195. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.07.261. (In Engl.).
2. Smith I., Stosic N., Aldis C. Trilateral flash cycle system a high efficiency power plant for liquid resources // *Proceedings World Geothermal Congress*. 1995. P. 2109 – 2114. (In Engl.).
3. Richardson E. S. Thermodynamic performance of new thermofluidic feed pumps for Organic Rankine Cycle applications // *Applied Energy*. 2016. Vol. 161. P. 75 – 84. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.10.004. (In Engl.).
4. Savery T. *The Miner's Friend; Or, An Engine to Raise Water by Fire* (republished). London: McCormick, 1829. 53 p. (In Engl.).
5. Gequn S., Zhigang Y., Peng L. [et al.]. Potential of a thermofluidic feed pump on performance improvement of the dual-loop Rankine cycle using for engine waste heat recovery // *Energy Conversion and Management*. 2018. Vol. 171. P. 1150 – 1162. (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

Baggley C. R., Read M. G. Investigation of a Thermo-Fluidic Exchange Pump in Trilateral Flash and Organic Rankine Cycles / trans. from Engl. M. A. Fedorova // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 4. P. 66 – 74. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-66-74.

Received October 30, 2020.
© C. R. Baggley, M. G. Read