

Моделирование и исследование в ПО [Aspen HYSYS](#) и [COMSOL Multiphysics](#) системы отопления путём рекуперации вторичных энергоресурсов

Рецензия эксперта на статью получена 18.05.2023 [The expert review of the article was received on May 18, 2023]

Введение

Непрерывный рост спроса на энергию в стране заставляет постоянно развивать сеть нетрадиционного энергопроизводства: использовать возобновляемые и вторичные источники энергии, а также решать задачи энергосбережения и повышения энергоэффективности топливно-энергетического комплекса, в том числе и за счёт реализации новых проектов малой энергетики для развития бизнеса и бытовой отрасли.

В этом плане мини-ТЭЦ для малого и среднего бизнеса — это эффективный способ снижения затрат предприятий на электроэнергию и отопление и основа повышения производительности в производственной деятельности. Также это реальный высокотехнологичный объект энергетической инфраструктуры быстро развивающихся регионов и новое слово в сфере электротепловых технических решений, работающих как на природном газе, так и на других источниках энергоресурсов, в том числе и на промышленных, сельскохозяйственных и твёрдых бытовых отходах [1].

За последние 15 лет производство установок такого рода в широком диапазоне мощностей выросло почти вдвое, а сама технология локальной выработки электроэнергии и тепла стала настолько совершенной, что себестоимость одного киловатта выработанного электричества оказывается меньше, чем при потреблении его от городских сетей, а тепловая энергия вырабатывается как дополнительный ресурс [2, 3].

Также важно отметить, что мини-ТЭЦ, например, на основе газопоршневой электростанции, двигатель внутреннего сгорания которой вращает вал генератора для

Мини-ТЭЦ для малого и среднего бизнеса — это эффективный способ снижения затрат предприятий на электроэнергию и отопление и основа повышения производительности в производственной деятельности

выработки электроэнергии, имеет высокую адаптивность к различным режимам и уровням нагрузки. При этом тепловую технологическую энергию работающей теплоэлектроцентрали успешно используют для отопления жилья, поскольку современные системы рециркуляции тепловых отходов двигателей позволяют использовать как тепло их выхлопных газов, так и тепловую энергию системы охлаждения механизмов. Необходимо лишь комплектование ТЭЦ водогрейным или паровым утилизационным котлом, либо тепловым насосом (ТН).

Благодаря относительно небольшим размерам и весу для монтажа автономной мини-ТЭЦ требуется лишь подготовленное бетонное основание. В общем случае, как отмечают производители [2, 3], станции работают без капитального ремонта до 30 лет, а с заменой некоторых исполнительных узлов — до 100 лет. Они имеют полностью автоматический режим работы: автоматически регулируется подача топлива и контролируется исправность агрегата в реальном времени. А роль обслуживающего персонала сводится к проведению оперативных переключений, наблюдению и контролю параметров.

Газовые мини-электростанции могут обеспечить электричеством как энергоёмкие предприятия, так и социальные объекты, и небольшие загородные дома.

УДК 62-685, 621.577. Научная специальность: 2.1.3 (05.23.03).

Моделирование и исследование в ПО [Aspen HYSYS](#) и [COMSOL Multiphysics](#) системы отопления путём рекуперации вторичных энергоресурсов технологических процессов

В. А. Сучилин, д.т.н., профессор; **А. С. Кочетков**, старший преподаватель; **Я. А. Кочеткова**, старший преподаватель, [Российский государственный университет туризма и сервиса](#) (РГУТиС, дп. Черкизово Московской области)

Устойчивый рост спроса на энергию в стране заставляет развивать сеть нетрадиционного энергопроизводства: использовать возобновляемые и вторичные энергетические ресурсы и решать задачи энергосбережения и повышения энергоэффективности топливно-энергетического комплекса, в том числе и за счёт реализации новых альтернативных энергопроектов для развития бизнеса и сферы быта. Проведено моделирование и исследование в ПО [Aspen HYSYS](#) и [COMSOL Multiphysics](#) системы отопления путём рекуперации тепла выхлопных газов двигателя газовой мини-ТЭЦ. Представлена методика исследования и даны рекомендации по применению вторичного тепла технологических процессов.

Ключевые слова: вторичные энергетические ресурсы, рекуперация тепла выхлопных газов, тепловой насос, система отопления, хладагент диоксид углерода, транскритический и сверхкритический циклы, моделирование в ПО [Aspen HYSYS](#) и [COMSOL Multiphysics](#).

UDC 62-685, 621.577. The number of scientific specialty: 2.1.3 (05.23.03).

Modeling and research in [Aspen HYSYS](#) and [COMSOL Multiphysics](#) of the heating system by recovery of secondary energy resources of technological processes

V. A. Suchilin, Doctor of Technical Sciences, Professor; **A. S. Kochetkov**, senior lecturer; **Ja. A. Kochetkova**, senior lecturer, [Russian State University of Tourism and Service](#) (RGUTS, dp. Cherkizovo, Moscow region)

The stable growth of energy demand in the country forces to develop a network of non-traditional energy production: using renewable and secondary energy resources; solving the problems of energy saving and increase the energy efficiency of the fuel and energy complex, including due to the implementation of new alternative energy projects for the development of business and household area. Modeling and research of the heating systems recovery of exhaust gas heat of the gas thermal power mini-plants engine in [Aspen HYSYS](#) and [COMSOL Multiphysics](#) has been carried out. The research methodology is presented and recommendations for the use of secondary heat of technological processes are made.

Key words: secondary energy resources, recovery of exhaust gas heat, heat pump, heating system, refrigerant carbon dioxide, transcritical and supercritical cycles, modeling in [Aspen HYSYS](#) and [COMSOL Multiphysics](#).

В зависимости от исполнения они гарантируют производство электричества в объёме от 5 кВт до нескольких мегаватт. При этом электростанции работают на любом типе газообразного топлива, в том числе и на биогазе.

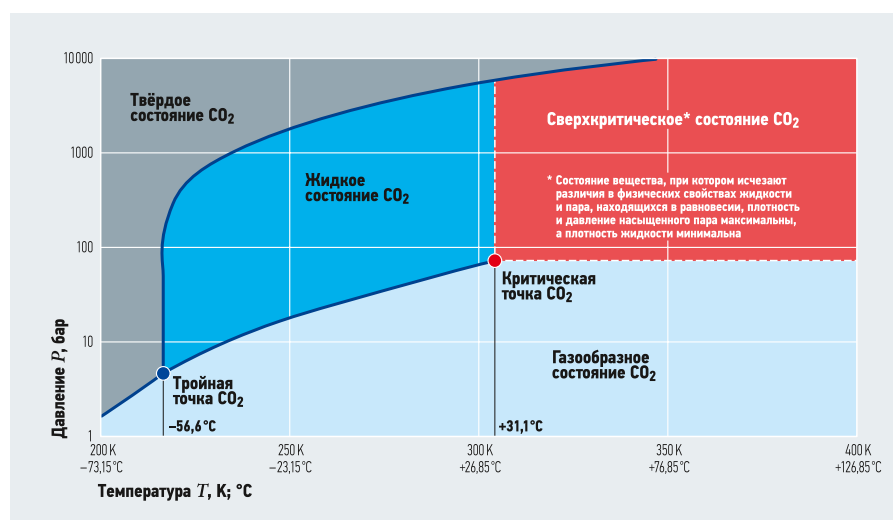
В данной работе решается задача моделирования и исследования системы теплонасосного отопления помещений за счёт рекуперации вторичной энергии двигателя внутреннего сгорания мини-ТЭЦ с помощью ТН. В качестве хладагента рассматривается диоксид углерода (R744 по классификации хладагентов). Такой выбор связан с уникальными термодинамическими и теплофизическими свойствами этого хладагента [4], а также продиктован экологическими требованиями, так как диоксид углерода считается эталонной единицей при расчёте потенциала глобального потепления (Global Warming Potential, GWP = 1) и имеет нулевой потенциал разрушения озонового слоя Земли (Ozone Depletion Potential, ODP = 0). Диоксид углерода нетоксичен и не горюч. Последнее свойство особенно важно для узлов и деталей ТН при высокотемпературных процессах термодинамического цикла, проходящего в транскритической или сверхкритической областях. Именно в сверхкритическом состоянии (sCO_2) этот хладагент обладает большей плотностью и объёмной теплоёмкостью по сравнению с другими рабочими жидкостями, то есть является более энергоёмким.

Подобные задачи для ТН на хладагенте R744, как установки для регенерации отходящего тепла технологических процессов, проектируют и решают в основном по технологиям с газотурбинными расширителями на основе термодинамических циклов Ренкина и Брайтона [5]. Различают открытый цикл, в котором нагрев рабочего вещества происходит прямо в камере сгорания, и замкнутый цикл, в котором нагрев происходит косвенно с помощью теплообменника (или нагревателя). Эти циклы имеют большое количество модификаций различной мощности и эффективности в зависимости от используемых источников тепловой энергии. Однако основные различия между ними связаны с явлением конденсации хладагента.

В цикле Ренкина термодинамический процесс проходит в двух областях: в сверхкритической и докритической. Он является транскритическим, так как содержит переход sCO_2 при охлаждении в конденсаторе из сверхкритического состояния в жидкую фазу. Следующий этап цикла — сжатие жидкого хладагента — происходит с использованием насоса. Это замкнутый цикл, поскольку рабочая жид-

кость циркулирует в замкнутом контуре и нагревается косвенно с помощью внешнего источника тепла.

В цикле Брайтона термодинамический процесс протекает полностью в сверхкритической области. Превышение критической температуры делает невозможным конденсацию, и она заменяется охлаждением газообразного хладагента в сверхкритическом состоянии. Поэтому вместо конденсатора в цикле Брайтона используется газоохладитель (ГО), в котором не происходит изменения фазового состояния хладагента. На этапе сжатия газообразного sCO_2 применяется компрессор. Цикл Брайтона имеет открытый, замкнутый и полужамкнутый варианты [5, 6].



❖ Фазовая диаграмма зависимости давления и температуры углекислого газа (CO_2)

Указанные различия переходят и на уровень технологических решений, таких как выбор температуры в нагревателе и рабочего давления цикла, определяемого параметрами газотурбинного расширителя и насоса (или компрессора). Поэтому данные технологии ТН на R744 могут эффективно работать в том числе и за счёт тепловой энергии выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания различной мощности, например, поршневого двигателя мини-ТЭЦ [6]. В этом случае используется замкнутый цикл Брайтона, в котором нагрев происходит косвенно с помощью теплообменника, аналогично циклу Ренкина.

Для исследования функциональных характеристик ТН, работающего на диоксиде углерода в транскритическом цикле, авторы ранее предложили использовать ПО [Aspen HYSYS](#), позволяющее моделировать рациональные структуры теплового оборудования и оптимизировать его термодинамические циклы, и [COMSOL Multiphysics](#) для детального моделирования отдельных узлов [7].

Исследуемая модель и её результаты

В рамках поставленной задачи моделируется работа ТН на диоксиде углерода, как в транскритическом, так и в сверхкритическом цикле. На первом этапе моделирования термодинамического цикла теплонасосной установки (ТНУ) рассматривается технология на основе цикла Ренкина с использованием тепловой энергии выхлопных газов двигателя внутреннего сгорания мини-ТЭЦ малой и средней мощности (температура выхлопных газов 400–450 °C). Структурная схема данного термодинамического цикла достаточно проработана исследователями, как за рубежом, так и у нас в стране [5, 6, 8].

Выхлопные газы, несущие сбросовое тепло технологического процесса, непосредственно омывают первичный теплообменник, размещённый на выходе потоков продуктов сгорания и выполненный, например, в виде трубчатого змеевика с потоком жидкого хладагента внутри. Тепло выхлопных газов переводит жидкий хладагент в перегретый пар, который с температурой T_1 и давлением P_1 поступает в расширитель в виде турбины. Турбина вращает вал генератора, который вырабатывает электроэнергию, как правило, для нужд самой мини-ТЭЦ.

Отработавший после турбины газообразный хладагент поступает в следующие узлы цикла, где продолжает отдавать тепло, в том числе встречному потоку во внутреннем теплообменнике-рекуператоре и отопительной воде в конденсаторе. После фазового превращения жидкий хладагент сжимается и, в конечном итоге, вновь направляется в первичный теплообменник к источнику тепла — выхлопным газам мини-ТЭЦ для повторения термодинамического цикла.

Начальные параметры рассматриваемого цикла: $T_1 = 300^\circ\text{C}$, $P_1 = 31$ МПа, тепловая производительность турбины $L_{\text{тур}} = 118$ кВт, её внутренний относительный КПД равен 82 %. Температурный напор на холодном конце рекуператора $\Delta T_{\text{рек}} = 10$ К. Потери тепла в конденсаторе составляют 3 К. Гидравлические потери давления в трубопроводах и узлах цикла условно приняты нулевыми (модель 1).

При моделировании цикла ТН в ПО Aspen HYSYS заданы потоки диоксида углерода с пакетом свойств Пенга — Робинсона и воды с пакетом Уилсона, соответственно. С помощью функций «подбор» фиксировались заданные параметры хладагента в узлах структурной схемы цикла: температура после нагревателя E-101, равная 300°C (ADJ-1); тепловая нагрузка расширителя K-100, равная 118 кВт (ADJ-2); отсутствие паровой фазы CO_2 после охладителя E-100 (ADJ-3); давление после насоса P-100, равное 31 МПа (ADJ-4). Функция «задать» SET-1 передаёт значение температурного напора из точки 5 на входе в холодную сторону теплообменника LNG-100 в точку 3 на выходе из его горячей стороны. Оптимизация расхода хладагента с помощью встроенной функции «оптимизатор» проводилась при условии максимальности внутреннего КПД цикла, при этом в расчётной схеме с помощью функции ADJ-2 варьировалась мощность расширителя.

На рис. 1 представлены функциональные характеристики ТН на sCO_2 в цикле Ренкина. Пронумерованным состояниям потока хладагента на структурной схеме рис. 1а соответствуют точки термодинамического цикла диаграммы $T-s$ на рис. 1б и диаграммы $P-h$ на рис. 1в, которые построены в программе Mathcad по методике [8]. Массовый расход хладагента задан в точке 1 и остаётся постоянным на всем протяжении цикла.

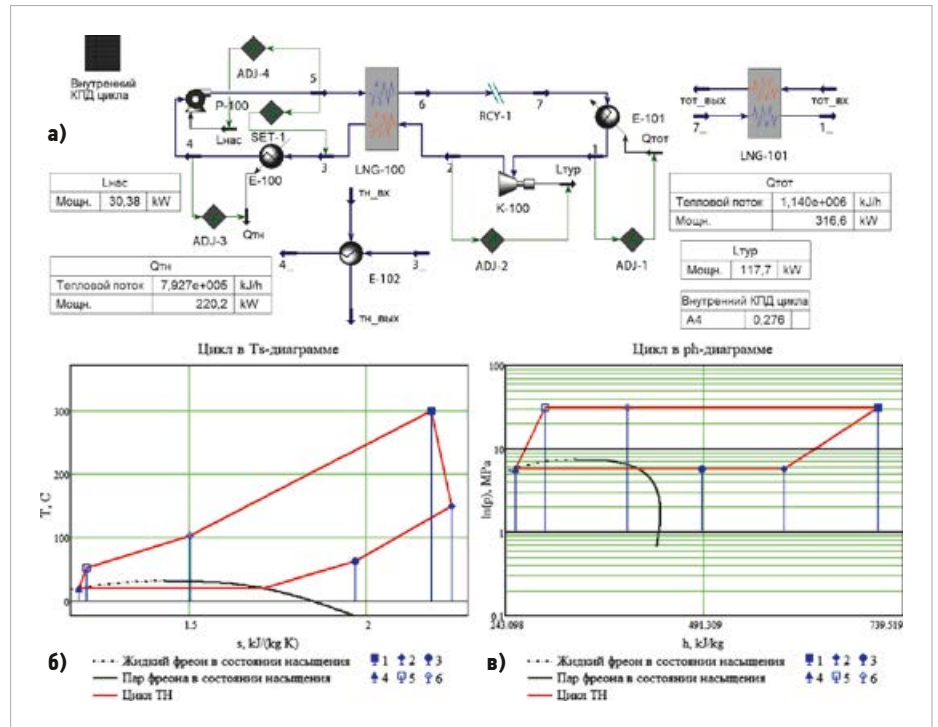


Рис. 1. Функциональные характеристики термодинамического цикла Ренкина теплового насоса на основе сверхкритического диоксида углерода sCO_2 (модель 1) [а — структурная схема; б — диаграмма $T-s$ -цикла; в — диаграмма $P-h$ -цикла (в логарифмическом масштабе)]

Из начальной точки 1 ($T_1 = 300^\circ\text{C}$, $P_1 = 31$ МПа) на выходе из первичного теплообменника-нагревателя E-101 sCO_2 в паровой фазе с высокой энергией поступает на расширение в турбину K-100 и приводит в действие генератор: 1–2 — адиабатное расширение паров в турбине ($T_2 = 147,7^\circ\text{C}$, $P_2 = 5,73$ МПа). Затем расширенный sCO_2 охлаждается в рекуперативном теплообменнике LNG-100, где отдаёт тепло встречному потоку хладагента: 2–3 — изобарическое охлаждение ($T_3 = 61,72^\circ\text{C}$, $P_3 = 5,73$ МПа). Далее в охладителе E-100 хладагент передаёт теплоту теплоносителю (отопительной воде) и конденсируется в жидкость: 3–4 — изобарическое охлаждение sCO_2 с транскритическим переходом (рис. 1б и 1в) и конденсацией на линии насыщения в точке 4

($T_4 = 20,01^\circ\text{C}$, $P_4 = 5,73$ МПа). Вслед за этим с помощью насоса P-100 повышается давление и температура хладагента с переходом в состояние сверхкритической жидкости (рис. 1б и 1в): 4–5 — адиабатное сжатие жидкого sCO_2 ($T_5 = 51,72^\circ\text{C}$, $P_5 = 31$ МПа). Затем жидкий sCO_2 закачивается насосом в теплообменник-рекуператор LNG-100, где дополнительно нагревается: 5–6 — изобарический нагрев sCO_2 без изменения агрегатного состояния ($T_6 = 100,2^\circ\text{C}$, $P_6 = 31$ МПа). Параметры потока хладагента из точки 6 на выходе из внутреннего теплообменника передаются в цикл в точку 7 на входе в первичный теплообменник. Тепло выхлопных газов нагревает sCO_2 до состояния сверхкритического пара: 7–1 — изобарический нагрев жидкого sCO_2 с условным изменением агрегатного состояния (рис. 1б и 1в). Затем цикл повторяется. Полученные параметры потока хладагента в характерных точках цикла занесены в табл. 1.

На рис. 1а также отдельно показаны конденсатор как теплообменник E-102 с входным и выходным потоками хладагента sCO_2 и теплоносителя (отопительной воды) и первичный теплообменник LNG-101 с входным и выходным потоками хладагента и теплоотдатчика (выхлопных газов), соответственно. При массовом расходе отопительной воды 4600 кг/ч она нагревается от входной температуры 20°C до выходной температуры $60,85^\circ\text{C}$. Массовый расход теплоотдатчика составляет 2200 кг/ч при величине входной температуры 400°C .



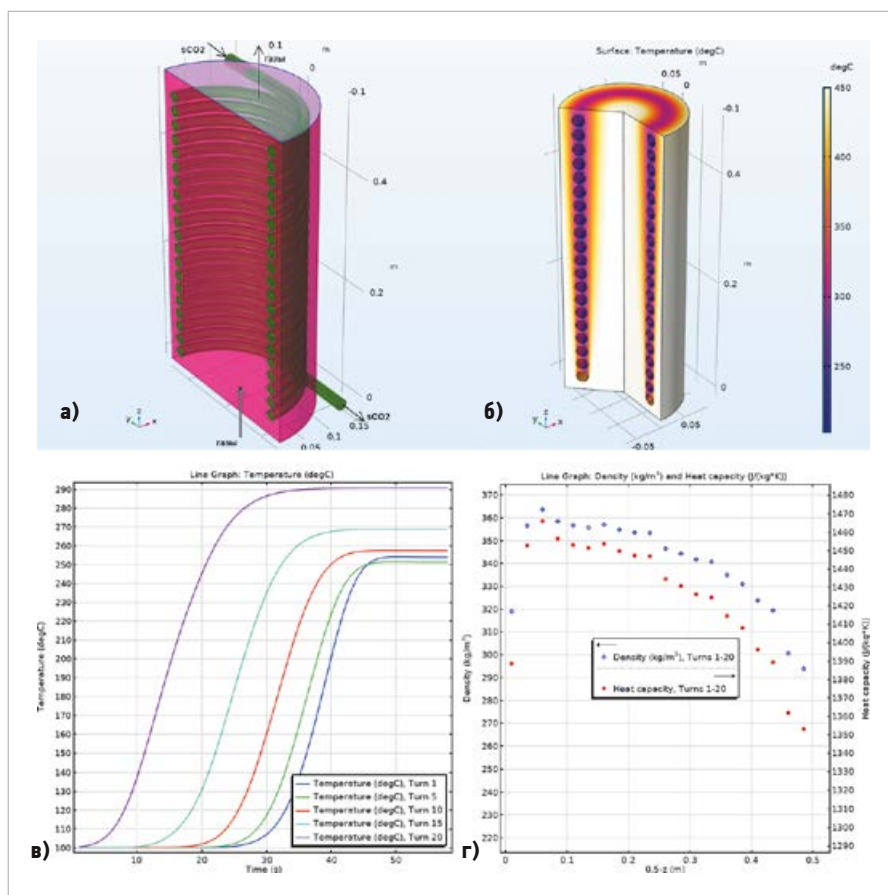


Рис. 2. Геометрия и функциональные характеристики трубчатого змеевикового теплообменника [а — корпус и змеевик с входными и выходными отверстиями (сечение плоскостью yOz); б — стационарное распределение температур хладагента и выхлопных газов в объёме теплообменника; в — изменение средней температуры хладагента в отдельных витках (55 с); г — распределение средних значений плотности и массовой теплоёмкости sCO_2 по всем виткам]

Оптимизация цикла при массовом расходе хладагента $\dot{m} = 3600$ кг/ч даёт мощность турбины $L_{\text{тур}} = 117,7$ кВт, мощность насоса $L_{\text{нас}} = 30,38$ кВт и мощность теплового потока в первичном теплообменнике $Q_{\text{tot}} = 316,6$ кВт. При этом значение внутреннего КПД цикла составит:

$$\eta_1 = \frac{L_{\text{тур}} - L_{\text{нас}}}{Q_{\text{tot}}} = 0,276.$$

Из табл. 1 видно, что изменения параметров потока CO_2 при переходах между характерными точками цикла соответствуют процессам, описанным выше. Например, кратный рост плотности и теплоёмкости в точке 4 по сравнению с точкой 3 показывает переход sCO_2 из сверхкритического состояния в жидкость, а существенно менее резкое уменьшение этих параметров между точками 6 и 1 —

условный переход sCO_2 от сверхкритической жидкости к сверхкритическому пару.

Однако нагрев sCO_2 происходит без затрат энергии на скрытую теплоту фазового перехода, и внутренняя энергия хладагента в сверхкритической области не изменяется скачком. Поэтому изменение характеристик sCO_2 между значениями на входе и на выходе из первичного теплообменника должно происходить равномерно. Это, в свою очередь, гарантирует стабильную работу турбины, генератора и ТНУ в целом. Подтвердить эффективность работы первичного теплообменника можно моделированием протекающих в нём физических процессов. Но расчёт теплообменников в *Aspen HYSYS* проводится методом логарифмической средней разности температур по алгебраическим формулам [7], что не даёт

детальной картины процесса теплообмена, поэтому проведено моделирование и исследование данного узла на основе дифференциальных уравнений в частных производных в ПО *COMSOL Multiphysics*.

Результаты моделирования представлены на рис. 2. Геометрия теплообменника в виде трубчатого змеевика, размещённого в выхлопной трубе двигателя внутреннего сгорания, показана на рис. 2а сечением корпуса теплообменника плоскостью yOz . Длина цилиндрической части корпуса — 0,5 м, диаметр — 0,3 м, внутренний и внешний диаметры трубки змеевика — 20 и 25 мм. Трубка изогнута в виде спирали и размещается внутри цилиндрического воздушного канала соосно ему. Количество витков — 20. Видно, что геометрия теплообменника почти осесимметрична. По каналу снизу вверх проходят горячие выхлопные газы, а хладагент sCO_2 прокачивается через змеевик в противоположном направлении. Материал корпуса — конструкционная сталь, трубки — медь.

Равномерное изменение характеристик sCO_2 между значениями на входе и на выходе из первичного теплообменника гарантирует стабильную работу турбины, генератора и ТНУ в целом

Заданные размеры элементов теплообменника и найденные ранее массовый расход хладагента 3600 кг/ч и теплоносителя 2200 кг/ч соответствуют турбулентным потокам в корпусе и трубках. Температура sCO_2 на входе $100,2^\circ\text{C}$, выхлопных газов на входе — 400°C . Стационарное уравнение теплообмена решалось с помощью интерфейсов *Turbulent Flow*, *k-ε* и *Heat Transfer in Fluids*. Однако модель можно упростить, предположив, что и геометрия, и поток газов полностью осесимметричны, и использовать интерфейс *2D axisymmetric* с отдельными граничными условиями конвективного теплового потока на внутренних границах каждого витка змеевика [9].

На рис. 2б приведено распределение температур выхлопных газов и хладагента в области теплопередачи, соответствующее стационарному решению, то есть установившимся потокам. Видно, что температура sCO_2 увеличивается по мере прохождения потока хладагента по змеевику: от 253°C в верхнем, первом витке теплообменника до 292°C в нижнем, 20-м витке. Таким образом, расчёт температур в *Aspen HYSYS* подтверждается с приемлемой степенью точности.

Параметры потока хладагента в характерных точках цикла (модель 1)

табл. 1

Параметры	1	2	3	4	5	6
Температура, $^\circ\text{C}$	300	147,7	61,72	20,01	51,72	100,2
Давление, кПа	31 000	5730	5730	5730	31 000	31 000
Плотность, кг/м ³	288,5	79,3	118,5	758,0	878,7	654,1
Массовая энтальпия, кДж/кг	−8749	−8866	−8968	−9178	−9167	−9065
Массовая энтропия, кДж/(кг·К)	3,357	3,416	3,145	2,408	2,375	2,666
Массовая теплоёмкость, кДж/(кг·К)	1,332	1,113	1,332	5,789	2,078	2,050



Однако для анализа эффективности теплообменника важно получить более детальное представление о характере изменения температуры хладагента в каждом витке змеевика в зависимости от времени. С этой целью моделировалось начало процесса теплообмена в змеевике на этапе пуска ТН после получения устойчивых параметров хладагента на входе в теплообменник. Время работы до стабильного режима составило около 45 с.

На рис. 2в дано изменение средней температуры sCO_2 в первом (синяя линия), 5-м (зелёная линия), 10-м (красная линия), 15-м (голубая линия) и 20-м (фиолетовая линия) витках в течение 55 с.

Видно, что температура хладагента в каждом витке увеличивается равномерно: от начальной для всех витков $100,2^\circ C$ до найденной на этапе стационарного решения для каждого витка. Конечная температура растёт с номером витка, но первый виток выделяется скачком температуры по сравнению с несколькими следующими (не показаны на рис. 2в). Это может объясняться его положением на выходе из воздушного канала и особыми условиями конвекции.

На рис. 2г показано распределение средних значений плотности и массовой теплоёмкости sCO_2 по всем виткам для стационарного решения. Видно, что эти величины, связанные обратной зависимостью с ростом температуры, уменьшаются при проходе змеевика, кроме нескольких первых витков. Провал плотности (318 кг/м^3) и теплоёмкости [$1387 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$] на первом витке вызван отмеченным на рис. 2в скачком температуры. На нескольких следующих витках графики выравниваются. В целом изменение параметров sCO_2 по виткам происходит достаточно равномерно с незначительными колебаниями. Конечные значения плот-

ности и массовой теплоёмкости sCO_2 на 20-м витке [294 кг/м^3 и $1353 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$, соответственно] близки к ранее найденным (табл. 1).

Таким образом, результаты моделирования теплообменника в [COMSOL Multi-physics](#) близки к ожидаемым, теплообмен проходит достаточно эффективно, что позволяет прогнозировать стабильную работу ТНУ в целом.

Второй этап моделирования термодинамического цикла ТНУ основывается на технологии замкнутого цикла Брайтона, также с использованием тепловой энергии выхлопных газов двигателя внутреннего сгорания, но для мини-ТЭЦ средней и большой мощности

Второй этап моделирования термодинамического цикла ТНУ основывается на технологии замкнутого цикла Брайтона, также с использованием тепловой энергии выхлопных газов двигателя внутреннего сгорания, но для мини-ТЭЦ средней и большой мощности (температура выхлопных газов $600\text{--}700^\circ C$ и выше). Варианты структурных схем на основе термодинамического цикла Брайтона широко представлены в зарубежных исследованиях [5, 6, 10]. В то же время, как показал анализ этих исследований, термодинамические циклы на sCO_2 особенно чувствительны к условиям охлаждения в энергетических системах и иногда могут вызывать непрогнозируемые результаты. Это приводит к конструктивной вариации ряда узлов структурой схемы с целью повышения эффективности функционирования термодинамического цикла [11].

Принципиальные различия циклов Ренкина и Брайтона были отмечены выше. В первом случае давление конденсации определяется из условия насыщения. Но в цикле Брайтона конденсации sCO_2 не происходит, и давление хладагента на выходе из ГО не определяется по температуре однозначно. В то же время анализ изменения характеристик sCO_2 при охлаждении позволяет определить так называемую «псевдокритическую» температуру. Она связана с резкими изменениями плотности и теплоёмкости в изобарном процессе вблизи критической точки.

Температура T_{pc} , при которой удельная теплоёмкость становится максимальной для данного давления, называется «псевдокритической» (pseudo-critical).

Высокая плотность хладагента на входе в компрессор снижает энергопотребление и улучшает общие тепловые характеристики цикла так же, как и высокая теплоёмкость. При охлаждении sCO_2 начальное изменение производительности невелико, но, когда температура достигает T_{pc} , производительность резко возрастает. Когда же рабочее давление приближается к критическому P_c , пик роста удельной теплоёмкости становится острее, что значительно увеличивает коэффициент теплообмена. Быстрые и нелинейные изменения удельной теплоёмкости sCO_2 , в зависимости от температуры и давления, можно оптимизировать, связав T_{pc} с рабочим давлением по формуле [4, 11]:

$$T_{pc} = 122,6 - 6,124p - 0,1657p^2 + 0,01773p^{2,5} - 0,0005608p^3, \quad (1)$$

где температура выражена в $^\circ C$, давление в барах, и которая справедлива при условии $75 \leq p \leq 140$.

Начальные параметры цикла: после первичного теплообменника $T_1 = 500^\circ C$, $P_1 = 23 \text{ МПа}$, давление после турбины $P_2 = 8 \text{ МПа}$, температура после ГО, найденная по формуле (1), $T_4 = 34,63^\circ C$, температурный напор на холодном конце рекуператора $\Delta T_{рек} = 100 \text{ К}$. Потери тепла в ГО составляют 3 К. Гидравлические потери давления в трубопроводах и узлах цикла условно приняты нулевыми (модель 2).

Моделирование цикла Брайтона теплового насоса в ПО [Aspen HYSYS](#) выполнялось аналогично моделированию цикла Ренкина. Различия связаны с параметрами цикла: функция «подбор» ADJ-1 задаёт температуру после нагревателя E-101 ($500^\circ C$); ADJ-2 — давление после расширителя K-100 (8 МПа); ADJ-3 — температуру после охладителя E-100 ($34,63^\circ C$); ADJ-4 — давление после компрессора K-101 (23 МПа). Функция «задать» SET-1 передаёт значение температурного напора из точки 5 в точку 3.

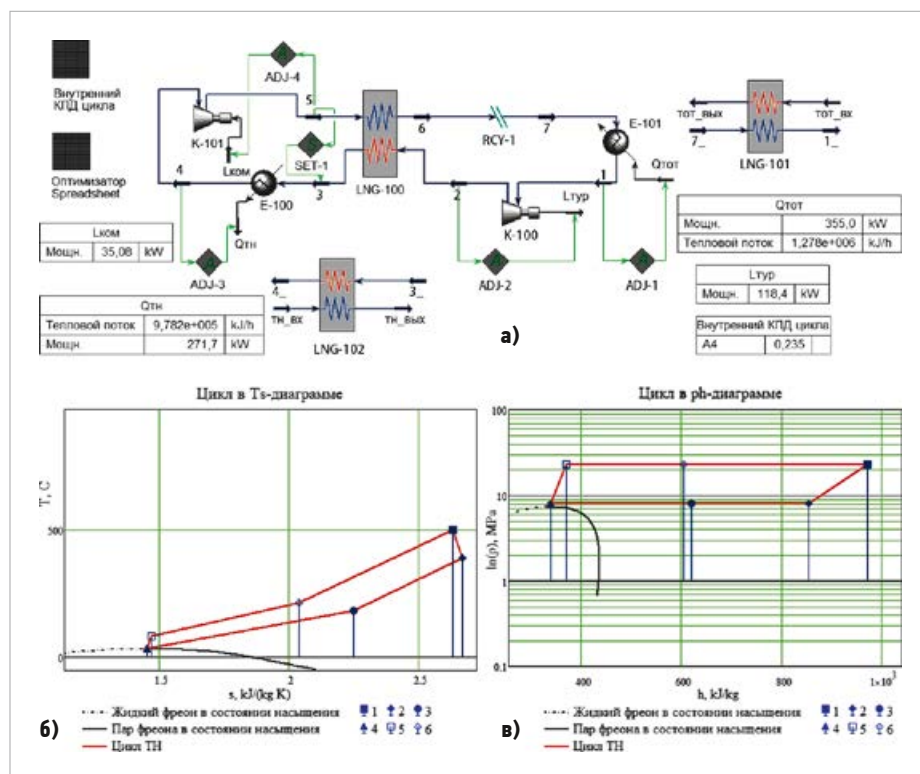


Рис. 3. Функциональные характеристики термодинамического цикла Брайтона ТН на sCO₂ (модель 2) [а — структурная схема; б — диаграмма T-s-цикла; в — диаграмма P-h-цикла (в логарифмическом масштабе)]

Оптимизация цикла с целью максимума внутреннего КПД проводилась при условии равенства расхода хладагента и мощности турбины значениям из модели 1: $\dot{m} = 3600$ кг/ч, $L_{\text{тур}} = 118$ кВт, при этом в расчётной схеме с помощью функции ADJ-2 варьировалось давление после расширителя.

На рис. 3 представлены функциональные характеристики ТН на sCO₂ в цикле Брайтона. Пронумерованным точкам на структурной схеме рис. 3а соответствуют точки термодинамического цикла на диаграммах T-s (рис. 3б) и P-h (рис. 3в), построенных по методике [8].

Из начальной точки 1 ($T_1 = 500^\circ\text{C}$, $P_1 = 23$ МПа) на выходе из первичного теплообменника-нагревателя E-101 sCO₂ поступает в турбину K-100: 1–2 — адиабатное расширение в турбине ($T_2 = 387,3^\circ\text{C}$, $P_2 = 8$ МПа). Затем расширенный sCO₂ отдаёт тепло встречному потоку хладагента в рекуперативном теплообменнике LNG-100: 2–3 — изобарическое охлаждение ($T_3 = 189^\circ\text{C}$, $P_3 = 8$ МПа). Далее хладагент передаёт теплоту отопитель-

ной воде в охладителе E-100: 3–4 — изобарическое охлаждение sCO₂ до псевдокритической температуры без транскритического перехода (рис. 3б и 3в) вблизи линии насыщения в точке 4 ($T_4 = 34,63^\circ\text{C}$, $P_4 = 8$ МПа). Затем давление и температура сверхкритической жидкости повышаются в компрессоре K-101 (рис. 3б и 3в): 4–5 — адиабатное сжатие ($T_5 = 88,9^\circ\text{C}$, $P_5 = 23$ МПа). Затем sCO₂ дополнительно нагревается в теплообменнике-рекуператоре LNG-100: 5–6 — изобарический нагрев ($T_6 = 220^\circ\text{C}$, $P_6 = 23$ МПа). Параметры потока хладагента из точки 6 передаются в цикл в точку 7. Далее sCO₂ нагревается в первичном теплообменнике E-101: 7–1 — изобарический нагрев (рис. 1б и 1в). Затем цикл повторяется. Полученные параметры потока хладагента в характерных точках цикла занесены в табл. 2.

На рис. 3а также отдельно показаны конденсатор как теплообменник E-102 с входным и выходным потоками хладагента sCO₂ и теплоносителя (отопительной воды) и первичный теплообменник LNG-101 с входным и выходным потоками

ми хладагента и теплоотдатчика (выхлопных газов), соответственно. Массовые расходы отопительной воды и выхлопных газов одинаковы с моделью 1 (4600 и 2200 кг/ч, соответственно). При этом вода нагревается от входной температуры 20°C до выходной температуры $70,43^\circ\text{C}$.

Оптимизация цикла при массовом расходе хладагента $\dot{m} = 3600$ кг/ч даёт мощность турбины $L_{\text{тур}} = 118,4$ кВт, мощность компрессора $L_{\text{ком}} = 35,08$ кВт и мощность теплового потока в первичном теплообменнике $Q_{\text{tot}} = 355$ кВт. При этом значение внутреннего КПД цикла:

$$\eta_2 = \frac{L_{\text{тур}} - L_{\text{нас}}}{Q_{\text{tot}}} = 0,235.$$

Известно, что, хотя эффективность обоих циклов, зависящая от мощности турбины, увеличивается с ростом температуры выхлопных газов, каждый цикл имеет диапазон температуры на входе турбины, в котором его эффективность выше. Так, цикл Брайтона более эффективен при температуре на входе турбины от 450°C и выше [12]. Однако сравнение результатов моделирования даёт $\eta_2 < \eta_1$, что объясняется ограничением на мощность турбины $L_{\text{тур}} = 118$ кВт, принятой в модели 2. В то же время высокая температура хладагента после турбины позволяет нагревать отопительную воду до температуры на 10°C выше, чем в модели 1. То есть, гибко меняя параметры цикла, можно настраивать ТНУ на желаемый результат.

Хотя эффективность обоих циклов, зависящая от мощности турбины, увеличивается с ростом температуры выхлопных газов, каждый цикл имеет диапазон температуры на входе турбины, в котором его эффективность выше

Из табл. 2 видно, что между точками 3 и 4 плотность и теплоёмкость sCO₂ многократно возрастают, что объясняется достижением псевдокритической температуры при охлаждении. Этот процесс увеличивает теплообмен в газоохладителе и эффективность цикла в целом. Однако характер изменения характеристик sCO₂ между значениями на входе и на выходе из ГО зависит от его конструкции и режима работы. Подтвердить эффективность работы ГО можно моделированием протекающих в нём физических процессов. С этой целью проведено моделирование и исследование данного узла в ПО COMSOL Multiphysics.

Параметры потока хладагента в характерных точках цикла (модель 2)

табл. 2

Параметры	1	2	3	4	5	6
Температура, °C	500	387,3	189,0	34,63	88,90	220,0
Давление, кПа	23 000	8000	8000	8000	23 000	23 000
Плотность, кг/м³	151,0	64,21	99,59	428,7	576,4	273,4
Массовая энтальпия, кДж/кг	-8487	-8605	-8831	-9102	-9067	-8842
Массовая энтропия, кДж/(кг·К)	3,808	3,845	3,439	2,680	2,697	3,236
Массовая теплоёмкость, кДж/(кг·К)	1,242	1,149	1,150	22,79	2,326	1,381

Рассматривается U-образный теплообменник типа «труба в трубе», состоящий из нескольких параллельных трубок, собранных в пакет и помещённых внутри U-образной внешней трубки. Хладагент $s\text{CO}_2$ движется по внутренним трубкам, а отопительная вода — в противоположном направлении по кольцевому зазору между ними и внешней трубкой. При расчёте такой конструкции ГО используется модель теплообменника «труба в трубе» равного объёма с эквивалентным диаметром $d_{\text{экв}} = d\sqrt{N}$, где d — диаметр трубки, N — число трубок в пакете [7].

Результаты моделирования ГО представлены на рис. 4. Геометрия, показанная на рис. 4а, ранее была построена в [7]. Длина внешней трубки — 2 м, длины прямых частей — 0,824 м, радиус кривизны изогнутого участка — 0,112 м, внутренний и внешний эквивалентный диаметры внутренней трубки — 16,5 и 21,8 мм. Указаны вход и выход $s\text{CO}_2$ — на торцах внутренней трубки, а также вход и выход отопительной воды — кольцевые зазоры между торцами трубок. Материал трубок — медь.

Параметры массового расхода и входной температуры хладагента и отопительной воды соответствуют модели 2. Их течение предполагается турбулентным. В интерфейсах Turbulent Flow, $k-\varepsilon$ и Heat

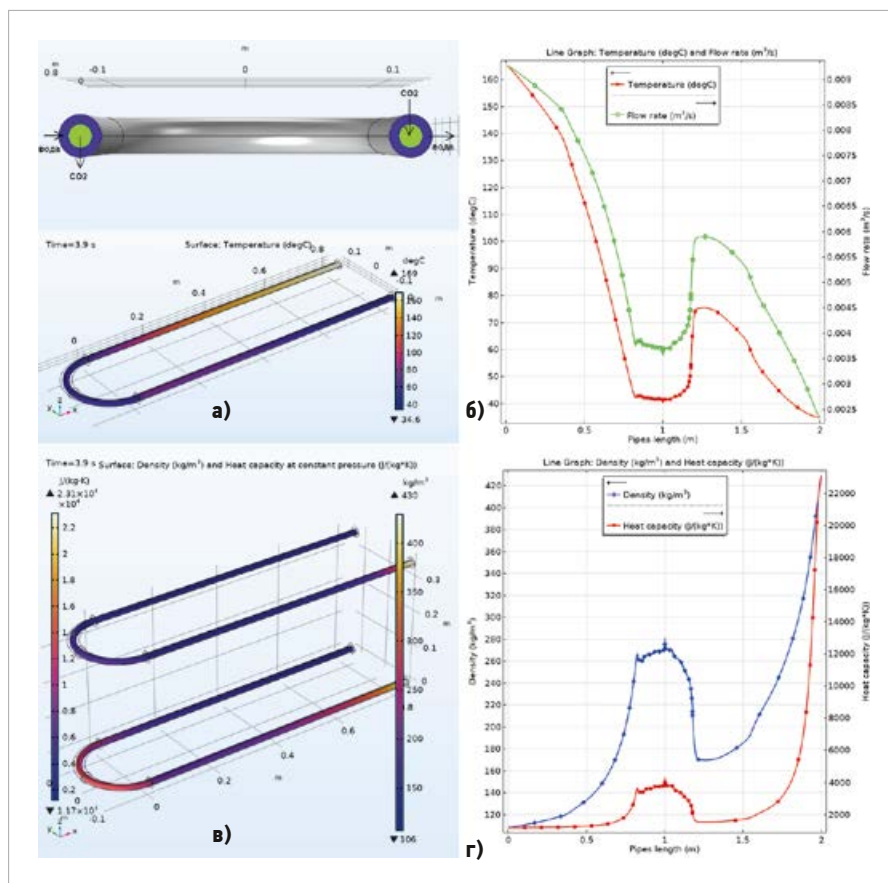


Рис. 4. Геометрия и функциональные характеристики U-образного трубчатого теплообменника [а — корпус с входными и выходными отверстиями и распределение температуры $s\text{CO}_2$ в объёме внутренней трубы (3,9 с); б — распределение средней температуры и объёмного расхода хладагента по длине трубы; в — распределение плотности и массовой теплоёмкости хладагента в объёме внутренней трубы (3,9 с); г — то же для их средних значений по длине трубы]



Transfer in Fluids решались уравнения теплообмена во временной области. Моделировалось начало процесса теплообмена в ГО на этапе пуска ТН после получения устойчивых параметров хладагента на выходе из компрессора. Время работы ГО до достижения температуры T_{pc} составило 3,9 с. На рис. 4а также показано распределение температуры хладагента в объёме внутренней трубы в момент времени 3,9 с. Видно, что остывание $s\text{CO}_2$ от входа во внутреннюю трубу с температурой 189°C происходит равномерно лишь на первом

прямом участке (до температуры около 45°C), в то время как до середины дугового участка трубы температура почти постоянна, а к началу второго прямого отрезка возрастает почти до 75°C и лишь затем резко убывает до 34,63°C на выходе.

Аналогичные особенности имеет распределение средней температуры $s\text{CO}_2$ по длине трубы l , которое показано вместе с величиной объёмного расхода хладагента на рис. 4б. Хорошо заметна корреляция этих параметров на всех участках трубы: быстрое убывание на первом пря-

мом отрезке, колебания на дуге от медленного уменьшения с минимумом при $l = 1$ м (45°C и 0,0026 м³/с, соответственно) до скачка величин с максимумом при $l = 1,3$ м (75°C и 0,0057 м³/с, соответственно) и последующее убывание на втором прямом отрезке. При постоянных массовом расходе и давлении хладагента на входе в ГО эти колебания вызваны изменением плотности и массовой теплоёмкости в объёме ГО.

На рис. 4в дано распределение плотности и массовой теплоёмкости $s\text{CO}_2$ в объёме внутренней трубы в момент времени 3,9 с. Видно, что их величины равномерно возрастают лишь на первом прямом участке: [до 265 кг/м³ и 3600 Дж/(кг·K), соответственно], а на дуге имеют максимум при $l = 1$ м [выше 250 кг/м³ и 4000 Дж/(кг·K), соответственно] с последующим падением до минимума при $l = 1,3$ м [около 170 кг/м³ и 1800 Дж/(кг·K), соответственно]. Рост на втором прямом участке даёт значения на выходе около 430 кг/м³ и 2200 Дж/(кг·K), соответственно. В целом распределение этих параметров соответствует распределению температуры (рис. 4а). Тем самым подтверждается значительная неравномерность изменения параметров $s\text{CO}_2$ при прохождении дугового участка трубы.

На рис. 4г показано распределение средней плотности и массовой теплоёмкости $s\text{CO}_2$ по длине трубы. Видны все особенности, отмеченные выше, причём в середине дугового участка трубы ($l = 1$ м) эти величины имеют острый пик [280 кг/м³ и 4500 Дж/(кг·К), соответственно]. Значения на выходе из трубы [425 кг/м³ и 2250 Дж/(кг·К)] близки к указанным в табл. 2.

Таким образом, эффективность теплообмена в U-образном газоохладителе при температурах, близких к псевдокритической, существенно зависит от формы трубок и режима течения $s\text{CO}_2$. Нахождение оптимальных условий потребует дополнительных исследований.

Заключение

1. Анализ использования в современных условиях развития экономики страны мини-ТЭЦ для снабжения электрической и тепловой энергией ряда хозяйственных объектов показал, что возможно получение значительного эффекта в следующих направлениях производственной деятельности: утилизация отходов деревопереработки, сельского хозяйства и ТБО; утилизация сбросовой тепловой энергии технологических процессов; ускоренный ввод энергетических мощностей для реализации новых бизнес-проектов, в том числе в развивающейся сфере быта, а также стабилизации функционирования предприятий жилищно-коммунального хозяйства.

2. Косвенным, но весьма значимым результатом более широкого применения мини-ТЭЦ можно считать обеспечение высокой надёжности использования электроэнергии населением, например, путём замены газовых бытовых плит на электрические (в некоторых, особых случаях), тем самым исключаются угрозы из-за неправильной эксплуатации газового оборудования, несоблюдения регламентных работ по обслуживанию и ремонту его газовой службой и других случайных явлений, связанных с газовым оборудованием в быту.



3. Представлены методики моделирования термодинамических циклов в ПО [Aspen HYSYS](#) для тепловых насосов, работающих от выхлопных газов двигателя внутреннего сгорания мини-ТЭЦ на хладагенте R744 (CO_2) на основе цикла Ренкина в транскритической области и цикла Брайтона в сверхкритической области. Это позволяет потребителю осуществлять надёжный выбор мини-ТЭЦ необходимой мощности с учётом особенностей функциональных характеристик термодинамического цикла.

4. Проведено моделирование и исследование принципиальной структурной схемы первичного теплообменника в ПО [COMSOL Multiphysics](#) в виде трубчатого змеевика, устанавливаемого в глушитель

выхлопной трубы двигателя внутреннего сгорания мини-ТЭЦ. Показано, что теплообмен с потоками выхлопных газов с температурой 400–450 °С позволяет нагревать хладагент R744 до температуры до 300 °С, необходимой для обеспечения работоспособности смоделированной ТНУ по технологии цикла Ренкина.

5. Методика моделирования структурной схемы ТНУ по технологии цикла Брайтона отличается в узлах газоохладителя и компрессора, но остаётся практически без изменений для первичного теплообменника, за исключением увеличения числа витков трубчатого змеевика (примерно на 5–10 %) и дополнительного исследования на работоспособность функционирования.

6. Моделирование и исследование в ПО [COMSOL Multiphysics](#) газоохладителя в виде U-образного теплообменника типа «труба в трубе» показало, что оптимизация функциональных характеристик ТНУ на основе цикла Брайтона может быть связана с дополнительными исследованиями распределения плотности и удельной теплоёмкости $s\text{CO}_2$ в объёме теплообменника при температурах, близких к псевдокритической. ●

Методика моделирования структурной схемы ТНУ по технологии цикла Брайтона отличается в узлах газоохладителя и компрессора, но остаётся практически без изменений для первичного теплообменника, за исключением увеличения числа витков трубчатого змеевика

1. Морева Ю.А., Суровцов М.М., Панова Е.А. Развитие распределённой генерации в мире и в России // Журнал СОК. 2020. №5. С. 42–53.
2. Газовые электростанции: автономный источник энергии в большом диапазоне мощности [Электр. текст]. Режим доступа: rmnt.ru. Дата обращ.: 10.05.2023.
3. Мини-ТЭЦ на природном газе [Электр. текст]. ЗАО «Автономный ЭнергоСервис». Режим доступа: esist.ru. Дата обращ.: 10.05.2023.
4. Kim M.H., Pettersen J., Bullard C.W. Fundamental process and system design issues in CO_2 vapor compression systems. Progress in Energy and Combustion Science. 2004. Vol. 30. Issue 2. Pp. 119–174.
5. Zhu Q. Innovative power generation systems using $s\text{CO}_2$ cycles. Clean Energy. 2017. Vol. 1. No. 1 Pp. 68–79.

6. Rogalev N., Rogalev A., Kindra V., Zlyvko O., Bryzgunov P. Review of closed $s\text{CO}_2$ and semi-closed oxy-fuel combustion power cycles for multi-scale power generation in terms of energy, ecology and economic efficiency. Energies. 2022. Vol. 15. Issue 23.
7. Сучилин В.А., Кочетков А.С., Губанов Н.Н. Моделирование и исследование в ПО Aspen HYSYS и COMSOL Multiphysics функциональных характеристик теплового насоса для объектов социальной инфраструктуры // Журнал СОК. 2023. №4. С. 60–67.
8. Очков В.Ф. Цикл турбинной установки на сверхкритическом CO_2 [Электр. текст]. Расчётный сервер НИУ «МЭИ». Режим доступа: twt.mpei.ac.ru. Дата обращ.: 10.05.2023.
9. Frei W. Modeling a coil heat exchanger. Web-source: comsol.com. Access date: May 10, 2023.

10. Ahn Y., Bae S.J., Kim M., Cho S.K., Baik S., Lee J.I., Cha J.E. Review of supercritical $s\text{CO}_2$ power cycles technology and current status of research and development. Nuclear Engineering and Technology. 2015. Vol. 47. Pp. 647–661.
11. Wu D., Wei M., Tian R., Zheng S., He J. A review of flow and heat transfer characteristics of supercritical carbon dioxide under cooling conditions in energy and power systems. Energies. 2022. Vol. 15. Issue 23.
12. Quadrennial Technology Review 2015. Ch. 4: Advancing Clean Electric Power Technologies 4R. Supercritical carbon dioxide Brayton cycle. US Department of Energy. Web-source: energy.gov. Access date: May 10, 2023.

References — see page 78.

Modeling and research in Aspen HYSYS and COMSOL Multiphysics of the heating system by recovery of secondary energy resources of technological processes. Pp. 36–43.

Vladimir A. Suchilin, Doctor of Technical Sciences, Professor; **Alexander S. Kochetkov**, senior lecturer; **Jana A. Kochetkova**, senior lecturer, [Russian State University of Tourism and Service \(RGUTS\)](#), dp. Cherkizovo, Moscow region)

1. [Ju.A. Moreva, M.M. Surovtsov, E.A. Panova. Razvitie raspredelnoy generatsii v mire i v Rossii \[Development of distributed generation in the world and in Russia\]. Zhurnal Santehnika, otoplenie, konditsionirovanie \(SOK\) \[Journal of Plumbing, Heating, Ventilation\]. 2020. No. 5. Pp. 42–53. \[In Russian\]](#)
2. Gazovye jelektrstantsii: avtonomnyy istochnik energii v bol'shom diapazone moshhnosti [Gas power plants: Autonomous energy source in a large power range]. RMNT.RU. Web-source: rmnt.ru. Access date: May 10, 2023. [In Russian]
3. *Mini-TETs na prirodnom gaze* [Thermal power mini-plant on natural gas]. "Avtonomnyy JenergoServis", CJSC. Web-source: esist.ru. Access date: May 10, 2023. [In Russian]
4. M.H. Kim, J. Pettersen, C.W. Bullard. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2004. Vol. 30. Issue 2. Pp. 119–174.
5. Zh. Qian. Innovative power generation systems using supercritical CO₂ cycles. *Clean Energy*. 2017. Vol. 1. No. 1 Pp. 68–79.
6. N. Rogalev, A. Rogalev, V. Kindra, O. Zlyvko, P. Bryzgunov. Review of closed sCO₂ and semi-closed oxy-fuel combustion power cycles for multi-scale power generation in terms of energy, ecology and economic efficiency. *Energies*. 2022. Vol. 15. Issue 23.
7. [V.A. Suchilin, A.S. Kochetkov, N.N. Gubanov. Modelirovanie i issledovanie v PO Aspen HYSYS i COMSOL Multiphysics funktsional'nykh kharakteristik teplovogo nasosa dlja ob'ektov sotsial'noj infrastruktury \[Modeling and research in Aspen HYSYS and COMSOL Multiphysics functional characteristics of the heat pump for social infrastructure facilities\]. Zhurnal Santehnika, otoplenie, konditsionirovanie \(SOK\) \[Journal of Plumbing, Heating, Ventilation\]. 2023. No. 4. Pp. 60–67. \[In Russian\]](#)
8. V.F. Ochkov. Tsikl turbinnoj ustanovki na sverkhkriticheskom SO₂ [Turbine plant cycle on supercritical CO₂]. *Raschetnyy server NIU MPEI* [Moscow Power Engineering Institute, National Research University. The calculated server]. Web-source: twt.mpei.ac.ru. Access date: May 10, 2023. [In Russian]
9. W. Frei. Modeling a coil heat exchanger. Web-source: comsol.com. Access date: May 10, 2023.
10. Y. Ahn, S.J. Bae, M. Kim, S.K. Cho, S. Baik, J.I. Lee, J.E. Cha. Review of supercritical sCO₂ power cycles technology and current status of research and development. *Nuclear Engineering and Technology*. 2015. Vol. 47. Pp. 647–661.
11. D. Wu, M. Wei, R. Tian, S. Zheng, J. He. A review of flow and heat transfer characteristics of supercritical carbon dioxide under cooling conditions in energy and power systems. *Energies*. 2022. Vol. 15. Issue 23.
12. Quadrennial Technology Review 2015. Ch. 4: Advancing Clean Electric Power Technologies 4R. Supercritical carbon dioxide Brayton cycle. US Department of Energy. Web-source: energy.gov. Access date: May 10, 2023.