

Double Contour Thermodynamic Cycle with Unidirectional Heat Transfer between the Refrigeration and the Energy Cycle

Gorpinko Yu.I.¹, Senetskyi O.V.¹, V. Sarapin V.P.¹, Shubenko O.L.¹, Malyarenko V.A.²

¹A. N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems NAS of Ukraine, Kharkiv, Ukraine

²A. N. Beketov Kharkiv National University of Urban Economy, Kharkiv, Ukraine

Abstract. Practical characteristics of the method for improving cycles of complex cooling thermotransformers associated with the regeneration of the refrigeration cycle heat productivity (RCHP) are considered. The use of heat from the working fluid compression in the reverse (refrigeration) cycle for heating the working fluid of the direct (energy) cycle has the theoretical advantages of opportunity to achieve the characteristics of the Carnot-Carnot thermotransformers. Aim of the research was to develop an effective cycle for a room cooler with a RCHP. The aim is achieved by developing a combined cycle with a minimum number of contours and researches of operation mode changes of the regenerative heat exchanger (RHE). The most important results are the determination of the area of advantages of a heat activated cooler with RCHP over traditional builders heat activated cooler, which corresponds to the possibility of utilizing waste heat with a potential of **130 – 170 °C**, definition reserves for improving the characteristics of a cooler with RCHP, identifying significant quantitative and qualitative changes in the ratio of thermal equivalents of RHE, their correlations with cooler thermodynamic efficiency levels according. The significance of the obtained results is that when improving of the complex thermotransformers of cooling, minimizing the consumption of mechanical power by a reverse cycle is not always justified; to achieve a high thermodynamic efficiency of a heat activated cooler with a RCHP, the most favorable modes of operation of its RHE with an approximate balance of thermal equivalents of flows.

Keywords: energy saving, cooling, low-boiling working fluid, power and refrigeration cycle, secondary energy resources, heat interaction, thermotransformer, regenerative heat exchanger.

DOI: 10.5281/zenodo.3562197

Ciclul termodinamic cu două bucle cu schimb de căldură unidirecțional între ciclul de refrigerare și ciclul energetic

Gorpinko J.I.¹, Senecki A.V.¹, Sarapin V.P.¹, Șubenko A.L.¹, Maliarenko V.A.²

¹ Institutul de Inginerie Mecanică A. N. Podgorny al ANS din Ucraina, Harkov, Ucraina

² Harkov Universitatea Națională de Economie Municipală din Harkov A. N. Beketov, Harkov, Ucraina

Rezumat. Se examinează metoda îmbunătățită a transformatoarelor termice de răcire prin implementarea ciclurilor directe și inverse asociate cu interacțiunea termică. Scopul studiului a constat în dezvoltarea unui ciclu eficient cu dublu circuit pentru răcirea obiectelor tehnologice și compararea caracteristicilor sale cu răcitoarele tradiționale. Acest obiectiv este atins prin dezvoltarea unui ciclu combinat cu un număr minim de circuite, selectând o pereche de lichide de lucru pentru aceste cicluri, a căror utilizare permite o funcționare eficientă a ciclului cu modificări ale temperaturii sursei de căldură, un studiu prin calcul al regimurilor de funcționare al răcitorului cu modificări ale temperaturii sursei cu potențial redus de căldură în intervalul 130-250 °C și comparația caracteristicilor răcitorului propus și răcitoarelor de construcție tradițională, precum și cercetarea modificării regimului de funcționare a schimbătorului de căldură regenerativ. Rezultate importante: s-a determinat banda parametrilor căldurii uzate cu potențial scăzut, la care schimbătoarele de căldură ale răcitorului propus vor funcționa mai eficient în comparație cu răcitoarele tradiționale (cu aceeași eficiență a elementelor funcțional utilizate). Semnificația rezultatelor obținute este determinată de faptul că, atunci când are loc perfectarea procesului de răcire, minimizarea consumului de energie mecanică de către ciclul de refrigerare nu este întotdeauna justificată. S-a relevat că, datorită utilizării integrate a ciclurilor energetic și de refrigerare, bazate pe transferul de căldură de la agentul frigorific după compresor la intrarea fluidului de lucru în evaporator, eficiența sistemului termodinamic se majorează în comparație cu transformatoarele termice de răcire existente.

Cuvinte-cheie: eficiență energetică, răcire, fluid de lucru cu temperatură de fierbere scăzută, cicluri de alimentare și refrigerare, transformator termic.

**Двухконтурный термодинамический цикл с однонаправленным теплообменом
между холодильным и энергетическим циклами**

Горпинко Ю.И.¹, Сенецкий А.В.¹, Саранин В.П.¹, Шубенко А.Л.¹, Маляренко В.А.²

¹Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина

²Харьковский Национальный университет городского хозяйства им. А.Н. Бекетова, Харьков, Украина

Аннотация. Рассмотрен способ усовершенствования термотрансформаторов охлаждения путем реализации прямого и обратного циклов, связанных тепловым взаимодействием. Теплота, полученная от сжатия хладагента в обратном (холодильном) цикле используется для частичного подогрева рабочего тела прямого (энергетического) цикла, для которого дополнительная теплота подводится извне. Такой подход может дать возможность достижения характеристик термотрансформатора Карно-Карно. Цель исследования состояла в разработке эффективного двухконтурного цикла для охлаждения технологических объектов и сравнение его характеристик с традиционными охладителями. Поставленная цель достигается разработкой комбинированного цикла с минимальным количеством контуров, подбором пары рабочих тел для этих циклов, использование которых позволяет обеспечить эффективную работу цикла при изменениях температуры источника теплоты, исследование расчетным путем режимов работы охладителя при изменениях температуры источника низкопотенциальной теплоты в интервале 130 – 250 °С, сравнением характеристик предложенного охладителя и теплоиспользующих охладителей традиционного построения, а также исследованиями изменения режима работы регенеративного теплообменника. Наиболее важными результатами являются следующие: определена область параметров сбросной теплоты низкого потенциала, при которых теплообменные аппараты предложенного теплоиспользующего охладителя будут функционировать более эффективно по сравнению с охладителями традиционного построения (при одинаковой эффективности элементной базы). Значимость полученных результатов состоит в том, что при совершенствовании теплоиспользующих охлаждения минимизация потребления механической мощности холодильным циклом не всегда является оправданной. Выявлено, что за счет комплексного использования энергетического и холодильного циклов, на основе передачи теплоты от хладагента после компрессора рабочему телу перед испарителем, повышается эффективность термодинамической системы по сравнению с существующими термотрансформаторами охлаждения. Установлено, что значительное изменение режима работы регенеративного теплообменника происходит при изменении температуры источника теплоты.

Ключевые слова: энергосбережение, охлаждение, низкокипящее рабочее тело, силовой и холодильный циклы, вторичные энергетические ресурсы, тепловое взаимодействие, термотрансформатор, регенеративный теплообменник.

ВВЕДЕНИЕ

Экологическая ситуация и подорожание ископаемых топливных ресурсов вынуждают искать новые подходы к созданию компрессионных холодильных систем на основе использования бросовой теплоты различных технологических процессов и при сжигании низкокалорийных топлив. В настоящее время активно развивается направление утилизации промышленных вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) на основе производства электроэнергии (механической мощности) с помощью турбоустановок на низкокипящих рабочих телах (НРТ). Подобные установки реализуют так называемый органический цикл Ренкина (Organic Rankin Cycle сокр. ORC) [1-6]. Они позволяют вырабатывать электрическую энергию за счет утилизации сбросной теплоты (горячего воздуха из систем охлаждения, нагретой воды, выбросов технологических процессов и т.п.) с температурой 80 – 300 °С для частичного

покрытия собственных нужд в холоде, электрической и тепловой энергии [7-10].

На промышленных предприятиях в теплое время года или в условиях жаркого климата, потребитель тепловой энергии отсутствует. Сбросную теплоту после ORC можно использовать для производства холода заданных параметров с помощью абсорбционных холодильных машин (АБХМ) [11].

В [12] предложен и исследован традиционный цикл холодильной машины, в котором вся механическая мощность ORC используется для привода пароконденсационного охладителя. Силовой и холодильный циклы связаны между собой механически, комбинированная система – энергетически не автономна. Потребляет электроэнергию из сети для привода насоса, что позволяет использовать компрессорно-детандерную группу на одном валу. В [12] подробно исследованы вопросы влияния изменения режимов работы на коэффициент преобразования (coefficient of performance – COP) и термодинамическую эффективность

(η_{II}^s) отдельных циклов. Методика представления полученных в этой работе результатов не содержала расчетов термодинамической эффективности системы в целом (η_{II}^s), а достигнутый уровень COP системы охлаждения в целом не превышал 0.5 [12]. В то же время, для АБХМ простого действия – составляет 0.6 – 0.8 [13].

В [14] выявлены преимущества теплоиспользующих охладителей, включающих силовые и холодильные циклы которых, кроме механической мощности, связаны между собой тепловым взаимодействием. В принятых термодинамических терминах их можно назвать сложными теплоиспользующими охладителями, работающими в режиме холодильной машины [15], термодинамическим идеалом совершенства которых являются термотрансформаторы Карно-Карно, наиболее распространенные современные устройства этого класса – АБХМ.

Экспериментальные исследования режимов работы пароконденсационных рефрижераторов показали целесообразность ввода в основной цикл силового цикла. Тепловое взаимодействие между контурами силового и холодильного циклов, которые используют один и тот же хладагент, позволяет существенно увеличить охлаждающую способность рефрижератора по сравнению с простым циклом [16].

В [17] представлены расчетные формулы для COP и η_{II}^s холодильных машин, взаимодействующих с тремя источниками теплоты и внешней системой, которая может потреблять или генерировать механическую мощность.

Теплоемкость жидкого рабочего тела является почти постоянной величиной. Поэтому на выходе компрессора пароконденсационного холодильного цикла необходимо достигать сверхкритического уровня давления хладагента.

В [18] исследовались криогенные Джоуль-Томпсоновские рефрижераторы на газовых смесях. Их отличием является преобладание в регенеративном теплообменнике (РТО) теплового эквивалента потоков силового и холодильного циклов. Показано, что в таких условиях термодинамически оптимальными являются режимы со сбалансированным теплообменом. Для подобных систем необходимо выделение областей преобладания тепловых эквивалентов соответствующих потоков РТО, которое позволяет учитывать

вторичные эффекты теплообмена [19]. Результаты данной работы опираются на известные аналитические решения Кейса и Лондона [20].

ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Цель исследования: создание эффективного двухконтурного цикла с тепловым взаимодействием прямого и обратного циклов для охлаждения помещений и расчетная оценка его преимуществ по сравнению с традиционными охладителями. Набор машинного оборудования должен быть ограничен одним компрессором, одним насосом и одной турбиной.

Для достижения данной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработка эффективного комбинированного цикла, реализуемого технически;
- подбор рабочего тела для силового цикла и хладагента;
- расчетное исследование режимов работы термотрансформатора с регенерацией теплоты холодильного цикла (РТХЦ) для источников теплоты с температурой 130 – 250 °С;
- сравнение полученных результатов с характеристиками теплоиспользующих охладителей традиционного построения;
- анализ режимов работы РТО при изменении температуры источника теплоты.

В результате проведенных исследований установлено следующее. Смоделирован теплоиспользующий охладитель с РТХЦ, идеализированный цикл которого повторяет характеристики термотрансформатора Карно-Карно, подтверждена техническая возможность его реализации. Показано, что созданный теплоиспользующий охладитель имеет лучшую термодинамическую эффективность по сравнению с традиционными теплоиспользующими охладителями в области температур 130 – 170 °С (при одинаковой эффективности элементной базы). Установлено, что при изменении температуры источника теплоты происходит изменение соотношения тепловых потоков РТО. Наиболее высокий уровень эффективности охладителя с РТХЦ наблюдается при режимах работы РТО с равными величинами тепловых потоков.

При этом отклонение в сторону превалирования расхода греющего потока над нагреваемым незначительно уменьшает

термодинамическую эффективность холодильного цикла. Проанализированы способы улучшения характеристик охладителя, при снижении среднего температурного напора РТО с сохранением достигнутой температурой нагрева рабочего тела; определена их эффективность.

Наибольшая значимость полученных результатов состоит в том, что при совершенствовании теплоиспользующих охладителей минимизация потребления обратным циклом механической мощности не всегда является оправданной; в РТО эффективного теплоиспользующего охладителя с РТХЦ желателен режим сбалансированного теплообмена.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ НА ДВУХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ

Для обеспечения потребностей охлаждения помещения разработана автономная двухконтурная (бинарная) установка. Источник теплоты – сбросная теплота с температурой 140 – 250 °С.

Термодинамический цикл включает один силовой и один холодильный цикл.

Вся дополнительно потребленная холодильным циклом эксергия направляется в силовой цикл. Преимущество такого подхода состоит в том, что базовые циклы термотрансформатора с РТХЦ, в отличие от циклов Карно-Карно, технически реализуемые.

При создании двухконтурного цикла для охлаждения помещений необходимо использовать хладагенты с разными термодинамическими свойствами. Критическая точка у рабочего тела холодильного контура должна быть ниже критической точки рабочего тела силового контура, но при этом превышать температуру окружающей среды. Тогда будет достигнуто согласование мощности обратного и прямого цикла. Для этого необходимо сжать насыщенный пар хладагента до уровня, превышающего его критическое давление.

В качестве примера были выбраны следующие рабочие тела: R21 – рабочее тело прямого цикла; R13B1 – хладагент обратного цикла. Предлагаемая тепловая схема термотрансформатора с РТХЦ приведена на рис. 1.

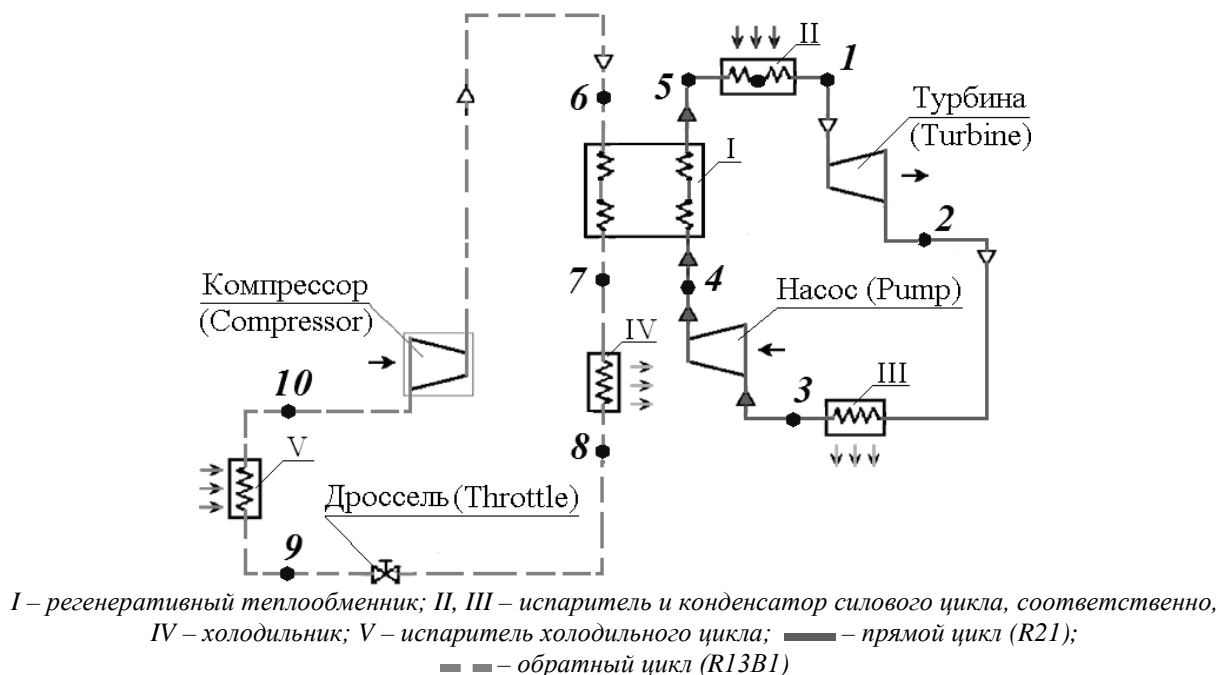


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема комбинированной когенерационной установки.¹

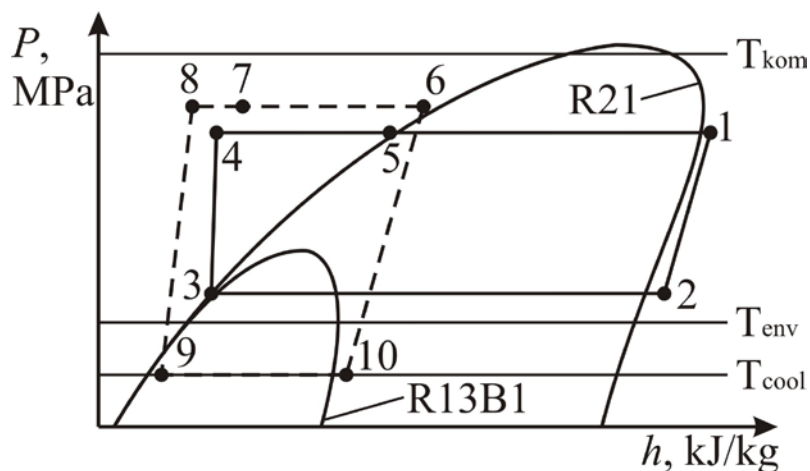
На рис. 2 изображены реальный прямой 1–2–3–4–5–1 и реальный обратный 6–7–8–9–10–6 циклы бинарной установки в P,h-диаграмме с соответствующими рабочими телами. На рис. 2 выделены температуры источников теплоты (T_{com} , T_{env}). Источник теплоты

высшей температуры (T_{com}), который компенсирует потребности холодильной машины во внешней эксергии, будем в дальнейшем называть источником компенсационной теплоты. При температурах восприятия компенсационной теплоты более

¹ Appendix 1

170 °C схожесть реального силового цикла и модельного будет нарушаться из-за

повышения теплоемкости жидкого R21 или отсутствия его фазового перехода.



T_{com} – температура источника теплоты, которая активирует охладитель;

T_{env} – температура окружающей среды; T_{cool} – температуры реализуемой холодопроизводительности;

— — — — — прямой цикл (R21); — — — — — обратный цикл (R13B1)

Рис. 2. Силовой (R21) и холодильный (R13B1) циклы комбинированной когенерационной установки в P, h – диаграмме. ²

Необходимо отметить, что необратимость реального теплообмена между внутренними потоками системы и источниками теплоты приводит к потерям эксергии [21-22].

Достаточным условием технической реализации теплообмена были приняты следующие величины температурного напора: 50 °C – для испарения рабочего тела силового цикла и около 10 °C – для конденсации рабочего тела и испарения хладагента.

Необходимый температурный напор между хладагентом и рабочим телом был обеспечен подбором температуры на выходе компрессора на 10 °C выше температуры испарения рабочего тела.

При сверхкритических параметрах R13B1 имеет практически постоянную теплоемкость.

Теплоемкость жидкого R21 тоже является постоянной величиной.

Поэтому для согласования теплообмена достаточно подобрать такие расходы рабочего тела и хладагента, которые обеспечивают близкие величины тепловых потоков РТО. Эти режимы соответствуют температурам испарения R21, превышающим 130 °C.

РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ КОМБИНИРОВАННОГО ЦИКЛА

Рабочие тела в паротурбинных циклах могут быть различными: вода, фреоны, CO₂ и др. [23]. При этом точность расчета физических процессов в тепловых схемах и их составных элементах зависит от учета свойств рабочих тел.

Для решения поставленной задачи использовано уравнение состояния Пенга-Робинсона, которое позволяет рассчитывать индивидуальные PVT-свойства углеводородов [24-26]. Характеристики низкокипящих рабочих тел учитывались с использованием программы REFPROP.

Расчетные исследования проводились путем моделирования тепловых схем. Структура построения расчетной модели базируется на общих уравнениях энергетических балансов [27-31]. Модель представляет собой совокупность объектов, в основе которых лежит структурное описание тепловой схемы в целом, то есть представление ее в виде элементов и связей между ними. Такой подход к моделированию энергетических установок позволяет проводить расчетные исследования тепловых схем с различными рабочими телами и различной компоновкой составных элементов.

² Appendix 1

**ПРИМЕР РАСЧЕТА
КОМБИНИРОВАННОГО ЦИКЛА**

Расчеты выполнены для следующих исходных данных: адиабатный КПД турбины и компрессора приняты равными – 80 %; насоса – 70 %. Температура кипения R13B1 принята равной +10 °С, а температура окружающего воздуха – +30 °С при этом холодоснабжение осуществляется воздухом с температурой +15 °С. Для повышения холодопроизводительности в тепловой схеме применено дополнительное воздушное охлаждение (IV). Расход R13B1 в исследованиях принимается неизменным (1.0 кг/с). Тепловая схема обеспечивает возможность получения полезных эффектов охлаждения и генерации механической (электрической) мощности. Исключено

рассмотрение системы с избыточной генерацией электрической энергии.

При выполнении расчета теплоиспользующего охладителя с РТХЦ при заданной температуре источника вырабатываемая механическая мощность силового цикла специально подбиралась равной потребляемой компрессором мощности.

В табл. 1 приведены расчетные значения температуры и давления в выделенных точках данной схемы для одного конкретного режима работы теплоиспользующего охладителя с РТХЦ.

Расчет проводился для температуры источника компенсационной теплоты 180 °С, (температура R21 перед турбиной – 130 °С.) Порядковый номер точек соответствует рис. 1.

Таблица 1. ³

Значение температуры и давления в выделенных точках тепловой схемы.

Номер точки (Point number)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Рабочее тело (Working fluid)	R21					R13B1				
Давление, МПа (Pressure, MPa)	2.1	0.3	0.3	2.1	2.1	8.7	8.7	8.7	1.1	1.1
Температура, °С (Temperature, °C)	130	40	40	42.0	120	138.5	58.4	35	10	10

Турбина вырабатывает мощность, которая потребляется насосом и компрессором. В представленном примере мощность турбины 32.7 кВт, мощность, потребляемая компрессором 31 кВт; насосом – 1.7 кВт.

**ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК
ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**

Эффективность охлаждающей системы определяется с учетом производства холода и выработки электрической энергии

$$COP_s = (Q_c + W_\Sigma) / Q_{com} = (Q_c(1 + k)) / Q_{com}, \quad (1)$$

где Q_c – холодопроизводительность; W_Σ – дополнительно генерируемая (потребляемая) механическая мощность силового термодинамического цикла; Q_{com} – поток компенсационной теплоты, $k = W_\Sigma / Q_c$ – показатель когенерационного эффекта (имеет положительную величину при избыточном производстве механической мощности, и отрицательную – при необходимости ее

потребления от внешнего двигателя). Такая формулировка COP имеет преимущество наглядного сопоставления полезных энергетических эффектов с необходимым потреблением энергии (компенсационной теплоты и дополнительно – механической мощности при отрицательных значениях k).

Для определения термодинамической эффективности аналитическим путем выведена формула, в которой потери эксергии учитываются неявно посредством сопоставления COP реального цикла и теоретического цикла Карно-Карно

$$\eta_{II}^s = COP_s / COP_s^{the} = \frac{Q_c \cdot T_{com} \cdot k + (T_{env} - T_{cool}) / T_{cool}}{T_{com} - T_{env} \cdot Q_{com}}, \quad (2)$$

где η_{II}^s – эффективность системы охлаждения в целом; COP_s^{the} – теоретический коэффициент преобразования идеальной системы с потребительскими эффектами,

³ Appendix 1

такими же, как у реальной; T_{com} , T_{env} , T_{cool} – температуры источника компенсационной теплоты, окружающей среды (environment) и реализации холодопроизводительности (cooling).

Из уравнений (1) и (2) можно получить формулу для расчета теоретического коэффициента преобразования холодильной машины

$$COP_S^{the} = \frac{(1+k) \cdot T_{cool} \cdot (T_{com} - T_{env})}{T_{com} \cdot (k \cdot T_{cool} + (T_{env} - T_{cool}))}. \quad (3)$$

В случае энергетической автономности теплоиспользующего охладителя показатель k стремится к нулю. Тогда запись (3) упрощается до вида коэффициента преобразования теоретического термотрансформатора Карно-Карно, который функционирует в режиме холодильной машины [15].

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОМБИНИРОВАННОГО ЦИКЛА И ЕГО СРАВНЕНИЕ С ТРАДИЦИОННЫМИ

Сравнение было произведено с двумя объектами. Первый — представленный в [12]. Второй – характеристики которого были получены на основе данных наших расчетных исследований. В предложенном варианте мощность охладителя равна мощности силового цикла. Его холодопроизводительность определялась расчетным путем: полезная мощность силового цикла, выполненного отдельно от термотрансформатора с РТХЦ, умножалась на пересчитанный коэффициент преобразования холодильного цикла (COP_c) [12].

Величина $COP_c = 3.51$ ближайшего по режимным параметрам холодильного цикла [12], уменьшалась соответственно перепаду температур между испарителем холодильного цикла и воздухом помещения, заложенному в наших исследованиях на 14 % больше. Было учтено, что чем меньше указанный перепад температуры, тем труднее достичь одного и того же уровня эффективности обратного цикла.

Выражение (2) справедливо для отдельных простых термотрансформаторов. Из выражения (2) следует, что теоретический коэффициент преобразования холодильного

цикла (COP_c^{the}) может увеличиться до величин 14.1 и выше. Соответственно, существенно усиливается влияние технических потерь на термодинамическую эффективность реального холодильного цикла. Термодинамическую эффективность холодильного цикла $\eta_{Пc}^c = 0.22$ [12], в наших исследованиях увеличена на 7 %.

Для каждой температуры источника компенсационной теплоты характеристики контрольного традиционного охладителя определялись в соответствии с расчетной полезной мощностью силового цикла, выполненного отдельно. Простейшая холодильная машина рассматривалась как черный ящик со стабильным $COP_c = 3.14$, по величине которого пересчитывалась холодопроизводительность. Далее, согласно (1) – (3), определялись сравнительные данные по COP_S и $\eta_{П}^s$. При этом поток компенсационной теплоты рассчитывался суммированием теплового потока, потребленного теплоиспользующим охладителем с РТХЦ, и тепловой нагрузки его РТО.

На рис. 3 изображено сравнение расчетных характеристик охладителя с РТХЦ и контрольного традиционного со стабильным $COP_c = 3.14$ в сопоставлении с данными, представленными в [12], и полученными путем их пересчета. Аналитическая модель [17] позволяет рассчитать COP и термодинамическую эффективность сложного теплоиспользующего охладителя на любом режиме его работы.

С ее помощью была определена эффективность ($\eta_{П}^s$) двух вариантов традиционного охладителя [12].

Режим энергетической автономности своей системы авторы [12] смоделировали расчетным путем, далее – условная.

Выражение для коэффициента преобразования условной системы (COP_S^{con}) [12] при величине показателя $k = 0$ формально совпадает с (1).

Для реальной системы [12], коэффициент преобразования реальной системы (COP_S^{real}) согласно (1) – несколько выше, чем COP_S^{con} условной.

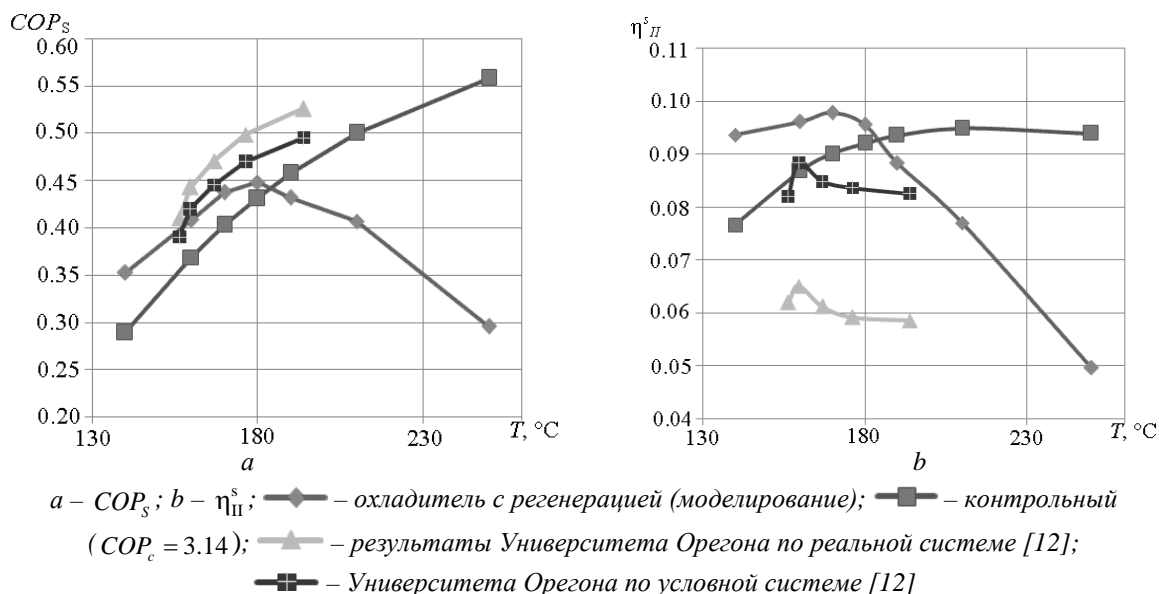


Рис. 3. Изменение COP и термодинамической эффективности исследуемой системы в целом и ее сравнение с характеристиками условной и реальной систем [12].⁴

При рассмотрении условной системы ее холодопроизводительность специально снижена на величину произведения $W_{\text{pump}} \cdot COP_c$. Числитель выражения (1) для COP_s^{real} реальной системы равен действительной ее холодопроизводительности, уменьшенной на потребленную насосом механическую мощность.

Коэффициент k при записи (1) и (2) имеет отрицательную величину и является отношением механической мощности, потребляемой охладителем от внешнего двигателя, к холодопроизводительности обратного цикла. Последняя равна тепловому потоку, подводимому к испарителю ($k = W_{\text{pump}} / Q_{\text{eva}}$). Указанный коэффициент также можно записать через коэффициент преобразования холодильного цикла COP_c и мощность, потребляемую компрессором, которая равна мощности турбины W_{exp} . Расчетная формула для его определения

$$k = W_{\text{pump}} / (W_{\text{exp}} \cdot COP_c). \quad (4)$$

Данных [12] для расчета с приемлемой точностью коэффициента k реальной системы оказалось недостаточно. В связи с этим представлен расчет рассматриваемого силового цикла по дополнительным данным, в частности, давления насоса. Величины

COP_s^{real} реальной системы, пересчитанные соответственно по (1) и (4) на рис. 3а изображены треугольниками.

Из сравнения кривых рис. 3а видно, что результаты моделирования охладителя с РТХЦ близки тем, которые были установлены в экспериментах [12]. В частности, при температурах источника 150–160 °С его коэффициент преобразования практически совпадает с данными по COP условной и реальной систем университета Орегона. При более высоких температурах источника COP системы [12] имеет большую величину; при более низких – меньшую.

Перейдем к рассмотрению расчетной зависимости COP контрольного традиционного термотрансформатора. Качественно она соответствует данным [12], а количественно – лежит ниже на 7–12%. Напомним, что для COP_c холодильного цикла принятое значение на 11.5% ниже по сравнению с данными [12]. Характеристики силового цикла системы [12] и построенного отдельно силового цикла 1–2–3–4–6–7–1 на R21 оказались очень близкими (в тексте не приведены).

Из рис. 3а видно, что термотрансформатор с РТХЦ имеет зону превосходства над контрольным традиционным при температурах источника ниже 180 °С. При этом преимущество является более значимым, если средняя температура источника ниже.

⁴ Appendix 1

Проведено сравнение эффективности теплоиспользующих охладителей. Графическая информация, представленная на рис. 3b, демонстрирует эффективность охладителя с РТХЦ и трех традиционных. Данные первого из них, обозначенные прямоугольниками, соответствуют контрольному традиционному термотрансформатору. Данные второго (прямоугольники с крестиками) соответствуют условной системе [12], третьего (треугольники с крестиками) – реальной системе [12].

Из рис. 3b видно, что термодинамическая эффективность охладителя с РТХЦ близка эффективности условной системы [12]. У термотрансформатора с РТХЦ имеются преимущества в сравнении с каждым из трех традиционных термотрансформаторов. Относительно первого – практически в том же интервале температур (до 185 °С), где имеет преимущество также и COP_s . Зона преимуществ над вторым может быть экстраполированной до более высоких температур компенсационного источника, ~200 °С. Над третьим – на еще более высокие температуры до 230 °С.

Отметим, что выполненные с использованием методики (1) – (4) расчеты показали существенное снижение η_{II}^s реальной системы [12], по сравнению с условной.

Чувствительность результатов исследований по предложенной расчетной методике, к небольшому потреблению механической мощности имеет следующее физическое обоснование. Малым величинам перепада температур между испарителем и окружающей средой соответствуют большие значения величины теоретического коэффициента преобразования холодильного цикла (COP_c^{the}) – 14.0 – 16.0. Соответственно, для обеспечения его нужд достаточным является потребление механической мощности, эквивалентной 6.25 – 7.14 % от холодопроизводительности.

Рассмотрим термотрансформатор Карно-Карно с дополнительным внешним энергопотреблением, равным реальной системе [12]. Механическая мощность для привода его холодильного цикла, состоит из двух частей.

Большая часть производится силовым циклом Карно, а меньшая – поступает от внешнего источника. При величине

потребления механической мощности на уровне 0.01 – 0.02 от холодопроизводительности, термотрансформатор Карно-Карно вырабатывает без потребления теплоты 0.14 – 0.32 холодопроизводительности.

Подобной причиной можно объяснить преимущество предложенного термотрансформатора над условной системой. Мы приняли большой перепад температур между испарителем и окружающей средой. Ему соответствует меньшая величина теоретического COP_c^{the} как холодильного цикла, так и COP_s^{the} энергетически автономного термотрансформатора Карно-Карно в целом. Температуры источника компенсационной теплоты и окружающей среды были приняты одинаковыми для двух вариантов.

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ РТО НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОБРАТНОГО ЦИКЛА

Идея построения эффективного охладителя с РТХЦ базируется на возвращении в силовой цикл механической эксергии, потребленной компрессором для транспортировки хладагента. Технически это происходит в РТО. Поэтому характеристики РТО важны для эффективной работы всего цикла. Моделирование показало, что при исследованном изменении температуры компенсационного источника 130 – 250 °С РТО резко меняет режим работы.

На рис. 4 представлены зависимости двух относительных разностей температур между потоками на теплом ($\Delta T_{heat} = (T_6 - T_5)/(T_6 - T_4)$) и холодном ($\Delta T_{cool} = (T_7 - T_4)/(T_6 - T_4)$) краях РТО от изменений приведенного теплового эквивалента. В литературе его чаще всего принято определять как отношение тепловых потоков W_{min}/W_{max} . В связи с несколько иной формой представления, не затрагивая физической сущности этого фактора влияния, обозначили его вместо \bar{W} символом – W_{red} . Кривые с обозначенными точками являются результатами моделирования, сплошные линии – теоретические зависимости, рассчитанные по формулам [19, 20]. Сверху над графиками показаны данные изменения температуры испарения и расходы рабочего тела.

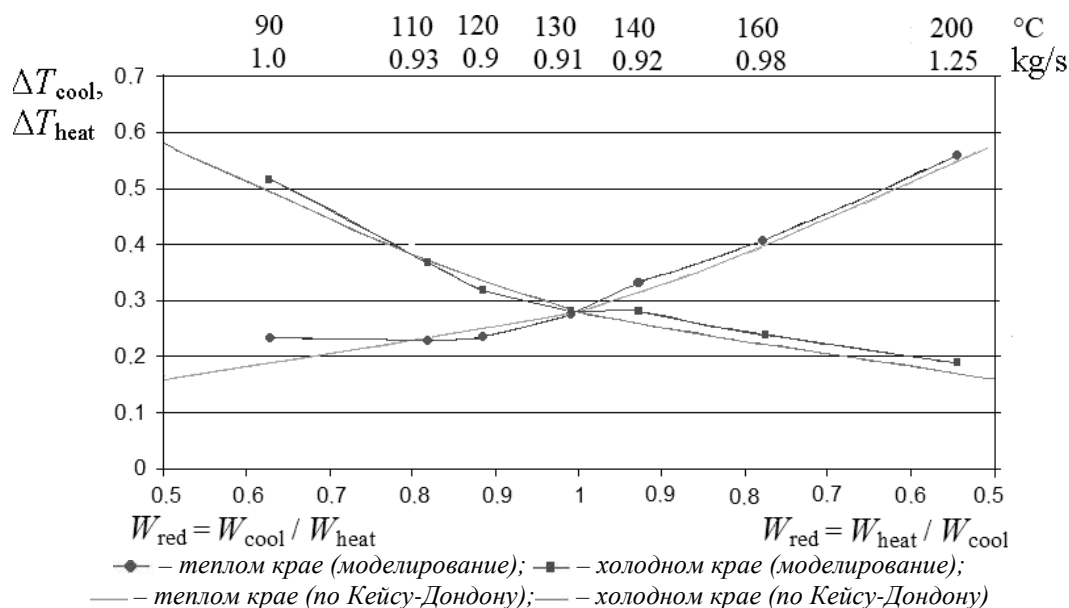


Рис. 4. Относительные разности температур между потоками на теплом и холодном краях регенеративного теплообменника. ⁵

Для построения рис. 4 приведенный тепловой эквивалент в зоне преобладания охлаждающего потока ($W_{cool} > W_{heat}$) был определен как $W_{red} = W_{heat} / W_{cool}$ (правый квадрант). В зоне преобладания греющего потока – $W_{red} = W_{cool} / W_{heat}$ (левый квадрант). В исследуемой серии экспериментов значения W_{red} рассчитывались по средним интегральным теплоемкостям потоков в интервалах действительного изменения температуры теплоносителей.

Расход хладагента фиксировался на уровне 1.0 кг/с, в соответствии с представленной выше методикой исследования. В данных исследованиях вторичные эффекты теплообмена не учитывались. Потому, для теоретического прогноза были непосредственно использованы известные аналитические решения Кейса и Лондона [20].

Данные рис. 4 показывают, что с изменением температурного режима охладителя значительно меняется W_{red} его РТО. Динамика изменения расхода R21 свидетельствует об ограниченном его влиянии на соотношение W_{red} . Оно является существенным только для температуры испарения R21, равной 200 °C. При меньших

температурах изменение W_{red} определяется, главным образом, нелинейностью свойств хладагента и рабочего тела.

Для характеристики интенсивности теплообмена применяем число NTU . Аналитические зависимости относительных краевых разностей температур между потоками от изменения W_{red} построены для постоянного значения числа $NTU = 2.57$. Указанная величина NTU рассчитана по общеизвестной формуле $\varepsilon = NTU / (NTU + 1)$ с использованием эффективности РТО в точке $W_{red} = 1.0$ сбалансированного теплообмена. Последняя была интерполирована по данным расчетных исследований. Экспериментальные точки с удовлетворительной точностью совпали с теоретическими кривыми.

Это свидетельствует о том, что изменение эффективности теплообмена определяется изменением соотношения W_{red} . При низших температурах испарения рабочего тела силового цикла превалирует тепловой поток хладагента, а при более высоких – уже рабочего тела. Аналогичные режимы до сих пор, насколько известно авторам этой статьи, встречались только в криогенной технике.

Из рис. 4 видно, что в отличие от теоретических экспериментальные кривые разности между температурами потоков

не являются симметричными, что оправдывает развернутую форму представления.

Из сравнения рис. 3 и 4 вытекает следующее. Лучшие по термодинамической эффективности режимы работы теплоиспользующего охладителя с температурами источника 170 – 180 °С соответствуют сбалансированному теплообмену в РТО. Подобная ситуация наблюдается в регенеративных теплообменниках Джоуль-Томпсоновских криогенных рефрижераторов на основе газовых смесей. При этом энергетическая эффективность РТО исследуемого охладителя имеет наиболее низкие уровни.

Вместе с тем, одно и то же отклонение W_{red} от баланса 1.0 при преобладании тепловых эквивалентов разных потоков соответствует различному ухудшению эффективности теплоиспользующего охладителя с РТХЦ (η_{II}^s).

Так, значению $W_{red} = 0.77$ при большей величине теплового эквивалента охлаждающего потока отвечает существенное снижение термодинамической эффективности (на 20 %). Симметричному значению $W_{red} = 0.77$ при превалировании греющего потока – незначительное снижение менее чем на 5 % (рис. 3б и 4).

ВОЗМОЖНОСТИ УЛУЧШЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Резерв возможного улучшения теплоиспользующего охладителя с РТХЦ связан с интенсификацией теплообмена в РТО. Следующим, причем значительно упрощающим систему, является отказ от достижения хладагентом после сжатия температуры, на 10 °С выше температуры испарения рабочего тела. Действенность сочетания этих подходов была проверена дополнительными расчетными исследованиями модели на конкретном примере.

Относительно приближения к характеристикам термотрансформатора Карно-Карно худшей из представленных выше есть точка, которая соответствует испарению рабочего тела при температуре 200 °С (температура источника – 250 °С). Из рис. 4 видно, что абсолютное значение разности температур между потоками РТО на

его более теплом крае, считая, что повышение температуры после насоса R21 является малым, можно оценить через разницу входных температур потоков как $0.55 (210 - 40) = 93.5$ °С. Соответственно в РТО рабочее тело нагревается только до температуры $290 - 93.5 = 116.5$ °С.

До таких температур рабочее тело способен эффективно нагревать хладагент компрессора с начальной температурой ~140 °С. Соответственно, давление нагнетания можно снизить более чем вдвое. В абсолютных величинах это составляет от 30.5 МПа до 8.7 МПа. Интенсивность теплообмена в РТО была задана высокой, соответствующей качеству теплообменников криогенных систем ($NTU = 17.0$).

В таких условиях расчетный баланс механической мощности компрессора с полезной мощностью силового цикла был достигнут при снижении расхода R21 почти в два раза от 1.25 кг/с до ~0.65 кг/с. Значение COP_s возросло от 0.296 кВт до 0.671 кВт.

Дополнительное улучшение мы связываем с интенсификацией теплообмена при увеличении числа NTU от 2.57 до 17. При этом эффективность η_{II}^s возросла с 0.05 до 0.113, также более чем вдвое. Это возрастание объясняется уменьшением абсолютной величины потерь эксергии в компрессоре.

Первая причина снижения температурного напора заключается в приближении W_{red} к величине баланса 1.0. Начальные значения тепловых эквивалентов находились в области, где $W_{cool} > W_{heat}$, а их соотношение имело величину $W_{red} = W_{heat}/W_{cool} = 0.544$ (рис. 4), для РТО системы с пониженным давлением нагнетания компрессора уже $W_{heat} > W_{cool}$. Абсолютная величина приведенного эквивалента $W_{red} = W_{cool}/W_{heat} = 0.716$ существенно смещается к точке баланса. Вторая – заключается в интенсификации теплообмена.

Контрольный традиционный термотрансформатор с принятым для холодильного цикла значением $COP_c = 3.14$ при таком режиме работы обеспечивает величины $COP_s = 0.558$ и $\eta_{II}^s = 0.094$. Таким образом, предел целесообразности использования РТХЦ расширяется в сторону

высоких температур источника компенсационной теплоты. Рассмотренное в этом конкретном примере улучшение расчетных характеристик охладителя, скорее всего, не соответствует их полному резерву. Тем не менее, COP_s в целом теплоиспользующего охладителя при этом выходит на уровни АБХМ простого действия.

ВЫВОДЫ

Предложен эффективный комбинированный цикл для теплоиспользующего охладителя. Двухконтурный охладитель с регенерацией теплоты холодильного цикла построен таким образом, что в отсутствие технических потерь повторяет характеристики термотрансформатора Карно-Карно.

Выполнены сравнительные исследования этого охладителя и термотрансформаторов традиционного построения в условиях изменения температуры источника теплоты от 130 °С до 250 °С.

При проведении расчетных исследований эффективность элементной базы охладителей принималась на уровнях, достигнутых в инженерной практике. В каждой расчетной точке рассматривался теоретический случай достижения характеристик термотрансформатора Карно-Карно.

Выявлено, что в таких условиях COP и термодинамическая эффективность предложенной двухконтурной установки в области температур 130 – 170 °С выше, чем у традиционных. При температурах источника 170 – 180 °С эти характеристики выравниваются. С дальнейшим повышением температуры источника характеристики предложенного термодинамического цикла становятся хуже и проигрыш традиционным нарастает.

Установлено, что значительное изменение режима работы регенеративного теплообменника происходит при изменении температуры источника теплоты. Это определяется изменениями соотношения тепловых потоков (поочередно превалирует тепловой эквивалент каждого из потоков).

Подтверждены результаты, полученные на криогенных рефрижераторах Джоуль-Томпсона, о термодинамической целесообразности режима работы РТО с равными величинами тепловых потоков.

Показано, что расчетные характеристики

предложенного холодильного цикла в режиме потребления теплоты источника максимальной температуры 250 °С можно улучшить вдвое путем понижения температуры на выходе компрессора и интенсификации теплообмена. При этом COP охладителя выходит на уровень АБХМ простого действия.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

¹Fig. 1. Technological and calculation scheme of combined cogeneration unit (I – regenerative heat exchanger; II, V – heat exchangers-heaters; III, IV – refrigerators; — — — — direct cycle (R21); — — — — reverse cycle (R13B1)).

²Fig. 2. Power (R21) and refrigeration (R13B1) cycles of an arbitrary thermotransformer in P,h-diagram (T_{act} – temperature of the heat source that activates the cooler; T_{env} – environment temperature; T_{cool} – refrigeration productivity temperature; — — — — direct cycle (R21); — — — — reverse cycle (R13B1)).

³Table 1. Temperature and pressure values at selected points of the thermal scheme.

⁴Fig. 3. Change of COP_s and thermodynamic efficiency of the system under research and its comparison with the characteristics of conditional and real systems (a – COP_s ; b – η_{II}^s).

⁵Fig. 4. Relative temperature differences between the flows on the heat and cold edges of the regenerative heat exchanger: —●— — warm edge (modeling); —■— — cold edge (modeling); — — — — warm edge (Kays-London); — — — — cold edge (Kays-London).

Литература (References)

- [1] Saadatfar B., Fakhrai R., Fransson T. Waste heat recovery Organic Rankine cycles in sustainable energy conversion: A state-of-the-art review. *The Journal of Macro Trends in Energy and Sustainability*, 2013, vol. 1. Is. 1, pp. 161-188.
- [2] Cirincione N. *Design, construction and commissioning of an Organic Rankine Cycle waste heat recovery system with a Tesla-Hybrid turbine expander*. Copyright by Nicholas Ray Cirincione, Fort Collins, Colorado, 2011. 79 p.
- [3] *Waste Heat Recovery with Organic Rankine Cycle Technology*. Official website of Siemens Energy, Inc. Available at: www.siemens.com/energy/orc. (accessed 13.03.2019)
- [4] Goel S. *Market potential study for Organic Rankine Cycle technology in India*. Indo-German Energy Forum Support Office, 2014. 68 p.
- [5] Quoilin S. and Lemort V. The Organic Rankine Cycle: Thermodynamics, Applications and Optimization. *MECHANICAL ENGINEERING*, 2011. 12 p. Available at: https://www.researchgate.net/publication/261696694_The_Organic_Rankine_Cycle_Thermodyna

- mics Applications and Optimization (accessed 04.09.2019).
- [6] Mondejar M.E., Andreasen J.G., Pierobon L., Larsen U., Thern M., Haglind F.A review of the use of organic Rankine cycle power systems for maritime applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, no. 10 (2018), pp. 126-151.
- [7] Tocci L., Pal T., Pesmazoglou I., Franchetti B. Small Scale Organic Rankine Cycle (ORC): A Techno-Economic Review. *Energies*. 2017, no. 10 (413), pp. 1-26.
- [8] Tchanche B.F., Loonis P., Pétrissans M., Rame-nah H. *Organic Rankine Cycle Systems: Principles, opportunities and challenges*. IEEE International Conference on Microelectronics – ICM 2013, At Beirut. December 2013, pp. 296-299.
- [9] Papadakis G., Frangoudakis A., Lambrinos Gr. *Low-great Heat Conversion into Power Using Small Scale Organic Rankine Cycle*. Bertrand Fankam Tchanche. Athens, November, 2010. 201 p.
- [10] Mamun A. A., Biswas S. Waste Heat Recovery System by Using an Organic Rankine Cycle (ORC). *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 2012, vol. 3; Is. 10, pp. 1-4.
- [11] Medved' D. *Trigeneration units. Intensive Programme "Renewable Energy Sources"*. Slovak Republic. Available at: www.similarsites.com/site/trigeneration.com. (accessed 16.01.2019).
- [12] Wang H., Peterson R.B. *Performance of a Combined Organic Rankine Cycle and Vapor Compression Cycle for Heat Activated Cooling*. Oregon State University. Corvallis. USA, 2011. 29 p.
- [13] Tshyaev A.D., Kuz'mina G.G. The use of ABRM in air cooling systems at the inlet to the GTU compressor [Ispol'zovanie ABHM v sistemah ohlazhdeniya vozduha na vhode v compressor GTU]. *Turbines and Diesel engines*, 2015, no. 5-2015, pp. 10-13. (In Russian).
- [14] Gorpinko Yu.I. Teoreticheskie osnovy ekologicheskikh termotransformatorov ohlazhdayushchego naznacheniya, sostavnye tsikly kotorye obmenivayutsya teplotoy [Theoretical bases of ecological thermoformers of cooling purpose, the component cycles of which are exchanged by heat]. *Improvement of turbine unites using mathematical and physical modeling*. Kharkov, 2015. 24 p. (In Russian).
- [15] Morozyuk T.V. *Teoriya holodil'nyh mashin I teplovyh nasosov* [Theory of chillers and heat pumps]. Odessa, Studio "Negotsiant", 2006. 712 p. (In Russian).
- [16] Alavi S., Cerri G., Chennaoui L. *Power regeneration upgrading of vapour compression refrigeration Plants*. International Journal of Refrigeration. Available at: www.elsevier.com/locate/ijrefrig (accessed 21.03.2019).
- [17] Gorpinko Yu.I., Sarapin V.P., Senetskyi O.V. Vyznachennya efektyvnosti ckladnogo termotransformatora oholodzhuvanogo pryznachennya, aktyvovanogo teplotoyu [Determination of the efficiency of a complex thermotransformer of a cooling purpose activated by heat]. *Physical-technical problems of power engineering and ways of their solution 2018*. Kharkiv. Karazin KhNU, 2018, pp. 25-27. (In Ukraine).
- [18] Dudar' V.I., Evdokimov O.V., Lobko M.P., Mihaylenko S.A. *Fazovoe ravnovesie legkokomponentnyh azotno-uglevodorodnyh system i H(T)-diagramma v trehfaznoy oblasti hladagentov* [Phase equilibrium of easily component nitrogen-hydrocarbon systems and H(T)-diagram in the three-phase region of refrigerants], 1988. 28 p. (In Russian).
- [19] Gorpinko Yu.I. Sumisnyy vplyv vtorynykh effektiv teploperenosu na doskonalist' protystrumnykh teploobminnykh kriogenykh system [The combined effect of secondary heat transfer effects on the perfection of currents heat exchangers of cryogenic systems]. *Science and Technology of the Air Forces of the Armed Forces of Ukraine*. Kharkiv. KhU AF, 2009, no. 1(1), pp. 109-114. (In Ukraine).
- [20] Kays W. M., London A. L. *Compact Heat Exchangers. 2 nd ed.* New York: McGraw Hill Book Co, 1964.
- [21] Vankeirsbilck I., Vanslambrouck B., Gusev S., De Paepe M. Organic Rankine cycle as efficient alternative to steam cycle for small scale power generation. *8th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*. Pointe Aux Piments, Mauritius, 2011, pp. 785-792.
- [22] Md. A. A.Mamun, Subrato Biswas. Waste Heat Recovery System by Using an Organic Rankine Cycle (ORC). *International Journal of Scientific & Engineering Research*, October-2012, vol. 3, is. 10, pp. 1-4.
- [23] Liu B., Chien K., Wang C. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy*, Jun. 2004, vol. 29, pp. 1207-1217.
- [24] Soave G. Equilibrium Constants from a Modified Redlich-Kwong Equation of State. *Chemical Engineering Science*, 1972, no. 27, pp. 1197-1203.
- [25] Heidemann R.A., Prausnitz J.M. A van der Waals-type equation of state for fluids with associating molecules. *Proc. Natl. Acad. Sci. USA*, 1976, vol. 73, no. 6, pp. 1773-1776.
- [26] Peng D.Y., Robinson D.B. A new two – constant equation of state. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 1976, no. 15, pp. 59-64.
- [27] Shubenko A.L., Malyarenko V.A., Senetskyi A.V., Babak N.Yu. Kogeneratsionnye tehnologii v energetike na osnove turbin maloji moshchnosti

[Cogeneration technologies in the energy sector based on the use of low-power steam turbines]. Kharkov, 2014. 320 p. (In Russian)

- [28] Flavius Dan Surianu. Mathematical Modelling and Numerical Simulation of the Dynamic Behaviour of Thermal and Hydro Power Plants. *Numerical Simulations of Physical and Engineering Processes*, 2011, pp. 551-576.
- [29] Yebra L.J., Berenguel M., Dormido S., Romero M. Modelling and Simulation of Central

Receiver Solar Thermal Power Plants. *The Modelica Association*. 2005, no. 7, pp. 413-421.

- [30] AspenTech Company. Official website of company. www.aspentech.com/hysys/. (accessed 07.02.2019).
- [31] Quoilin S., Aumann R., Grill A., Schuster A., Lemort V., Hartmut S. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Energy*. 2011, no. 88, pp. 2183-2190.

Сведения об авторах.



Горпинко Юрий Иванович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник отдела оптимизации процессов и конструкций турбомашин ИПМаш НАН Украины. Область научных интересов: термодинамические циклы различных энергетических установок, энергосбережение.
E-mail: yugorpinko@ukr.net



Шубенко Александр Леонидович, доктор технических наук, профессор, член-корреспондент НАН Украины, заведующий отделом оптимизации процессов и конструкций турбомашин ИПМаш НАН Украины. Область научных интересов: тепловые и газодинамические процессы в энергетических установках.
E-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua



Сенецкий Александр Владимирович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник отдела оптимизации процессов и конструкций турбомашин ИПМаш НАН Украины. Область научных интересов: турбинные циклы на водяном паре и низкокипящих рабочих телах, энергосбережение.
E-mail: alesandr-seneckij@ukr.net



Маляренко Виталий Андреевич, доктор технических наук, заслуженный деятель науки и техники Украины, профессор кафедры электроснабжения городов ХНУГХ. Область научных интересов: моделирование и идентификация процессов теплопереноса в энергетических установках, энергосбережение на основе использования ископаемых и возобновляемых источников энергии.
E-mail: yamalyarenko@gmail.com



Сарапин Владимир Павлович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник отдела оптимизации процессов и конструкций турбомашин ИПМаш НАН Украины. Область научных интересов: газодинамические и тепловые процессы в энергоустановках, когенерационные и тригенерационные системы.
E-mail: v.sarapin@mirai-intex.cz