

УДК 621.564; 621.577

DOI: 10.15587/2312-8372.2019.183883

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ ПРОМПРЕДПРИЯТИЙ

Кузнецов М. А., Харлампи́ди Д. Х., Тарасова В. А.

ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ УТИЛІЗАЦІЇ СКІДНОЇ ТЕПЛОТИ ПРОМПІДПРИЄМСТВ

Кузнецов М. О., Харлампи́ді Д. Х., Тарасова В. О.

EXERGY ANALYSIS OF A COGENERATION SYSTEM FOR UTILIZATION OF WASTE HEAT OF INDUSTRIAL ENTERPRISES

Kuznetsov M., Kharlampidi D., Tarasova V.

Объектом исследования являются энергетические процессы, происходящие в когенерационной системе утилизации сбросной теплоты промпредприятий в составе паротурбинной установки и абсорбционной теплонасосной установки. Одним из самых проблемных мест в ходе разработки и проектирования таких систем является то, что тепловой расчет абсорбционных теплонасосных установок в целом представляет собой достаточно трудную задачу. Это связано с наличием нескольких взаимосвязанных теплообменных аппаратов и сложности протекающих в них термодинамических и массообменных процессов. В ходе исследования использовались современные методы анализа термодинамических систем, основанные на применении теоретического аппарата технической термодинамики и теории тепло- и массопереноса. На основе математического моделирования тепло- и массообменных процессов для рассматриваемой когенерационной системы построен программный комплекс расчета её термодинамических и эксергетических характеристик с целью проведения численных исследований показателей её энергетической эффективности. Получена база данных для расчета теплофизических свойств водоаммиачного раствора с учетом изменения его концентрации для идентификации параметров состояния раствора в узловых точках циклов. На основе численного эксперимента проведен анализ энергетических и эксергетических показателей системы при варьировании 4-х факторов:

- 1) температуры конденсации отработанного водяного пара в паротурбинной установке;*
- 2) температуры греющей технологической воды на входе в парогенератор паротурбинной установки;*
- 3) температуры обратной сетевой воды на входе в тепловой насос;*
- 4) массового расхода сетевой воды.*

Получено обобщенное регрессионное уравнение функциональной взаимосвязи эксергетических КПД элементов когенерационной системы и всей системы в целом. Проанализированы коэффициенты влияния эксергетических КПД элементов на термодинамическое совершенство всей системы. Благодаря применяемому в исследовании методу эксергетического анализа обеспечивается возможность выявить природу внешних и внутренних потерь как по циклам в целом, так и по отдельным элементам рассматриваемой когенерационной системы. А также наметить пути улучшения её схемы и конструкции.

Ключевые слова: эксергетический анализ, паротурбинная установка, абсорбционная теплонасосная установка, утилизация сбросной теплоты.

Об'єктом дослідження є енергетичні процеси, що відбуваються в когенераційній системі утилізації скидної теплоти пром'ягачів у складі паротурбінної установки і абсорбційної теплонасосної установки. Одним з найбільш проблемних місць в ході розробки і проектування таких систем є те, що тепловий розрахунок абсорбційних теплонасосних установок в цілому являє собою досить важку задачу. Це пов'язано з наявністю кількох взаємозалежних теплообмінних апаратів і складності термодинамічних і масообмінних процесів, що протікають в них. В ході дослідження використовувалися сучасні методи аналізу термодинамічних систем, що засновані на застосуванні теоретичного апарату технічної термодинаміки і теорії тепло- і масопереносу. На основі математичного моделювання тепло- і масообмінних процесів для даної когенераційної системи побудовано програмний комплекс розрахунку її термодинамічних і эксергетичних характеристик з метою проведення чисельних досліджень показників її енергетичної ефективності. Отримано база даних для розрахунку теплофізичних властивостей водоаміачного розчину з урахуванням зміни його концентрації для ідентифікації параметрів стану розчину в вузлових точках циклів. На основі чисельного експерименту проведено аналіз енергетичних і эксергетичних показників системи при варіюванні 4-х чинників:

1) температури конденсації відпрацьованої водяної пари в паротурбінній установці;

2) температури гріючої технологічної води на вході в парогенератор паротурбінної установки;

3) температури зворотної мережевої води на вході в тепловий насос;

4) масової витрати мережевої води.

Отримано узагальнене регресійне рівняння функціонального взаємозв'язку эксергетичних ККД елементів когенераційної системи і всієї системи в цілому. Проаналізовано коефіцієнти впливу эксергетичних ККД елементів на термодинамічну досконалість всієї системи. Завдяки методу эксергетичного аналізу, що використовується в дослідженні, забезпечується можливість виявити природу зовнішніх і внутрішніх втрат як по циклах в цілому, так і по окремих елементах розглянутої когенераційної системи. А також намітити шляхи поліпшення її схеми і конструкції.

Ключові слова: ексергетичний аналіз, паротурбінна установка, абсорбційна теплонасосна установка, утилізація скидної теплоти.

1. Введение

Решение вопросов рационального использования дорогого и дефицитного органического топлива при генерации теплоты и электроэнергии является насущной проблемой для энергорасточительного хозяйства Украины.

Уменьшение потребления органического топлива может быть достигнуто путем широкого использования на промпредприятиях генерируемых ими вторичных энергетических ресурсов (ВЭР). ВЭР – это энергетический потенциал продукции, отходов, побочных и промежуточных продуктов, образующихся в технологических установках, который не используется в основном процессе. Но может быть частично или полностью задействован для энергоснабжения как объектов-источников ВЭР, так и для других потребителей. Соответственно, к тепловым ВЭР относят:

- физическую теплоту отходящих газов технологических агрегатов;
- физическую теплоту основной и побочной продукции;
- теплоту рабочих тел систем охлаждения агрегатов;
- тепловые отходы химических предприятий;
- теплоту отработавших в установках горячей воды и пара;
- тепловые сбросы ТЭЦ и др. [1, 2].

Если высокопотенциальные ВЭР широко используются в различных отраслях промышленности и для этого разработаны эффективные технологии и агрегаты, то низкопотенциальные ВЭР утилизируются в недостаточном масштабе. Хотя по объему они занимают около половины вторичных энергоресурсов [1].

Эффективное использование низкопотенциальной теплоты сбросных жидкостей и газов связано с созданием современного теплоутилизационного оборудования, позволяющего не только снижать потребление топлива промпредприятием, но и уменьшать тепловое загрязнение окружающей среды.

Поэтому актуальным является исследование эффективности внедрения в промышленности технических средств для экономии органического топлива путем привлечения в энергетический баланс промышленных предприятий больших количеств генерируемой ими сбросной теплоты.

Глубокая утилизация теплоты сбросной технологической воды промпредприятия может быть реализована в когенерационной системе в составе паротурбинной установки (ПТУ) и абсорбционной теплонасосной установки (АТНУ).

2. Объект исследования и его технологический аудит

Объектом исследования являются энергетические процессы, происходящие в когенерационной системе утилизации сбросной теплоты промпредприятий в составе паротурбинной установки и абсорбционной теплонасосной установки.

Когенерационная теплоутилизационная система (рис. 1) включает водоаммиачную абсорбционную теплонасосную установку и паротурбинную установку, где рабочим телом является вода. Применение водоаммиачного раствора в качестве рабочего тела АТНУ обусловлено, во-первых, достаточно широким температурным диапазоном, что важно для реверсивных многоцелевых установок, и, во-вторых, относительно низкой стоимостью и недефицитностью компонентов. Кроме того, аммиак стоит на одном из первых мест среди безопасных, с точки зрения влияния на озоновый слой и глобальное потепление климата, природных хладагентов для использования в термотрансформаторах мощностью более 20 кВт [3].

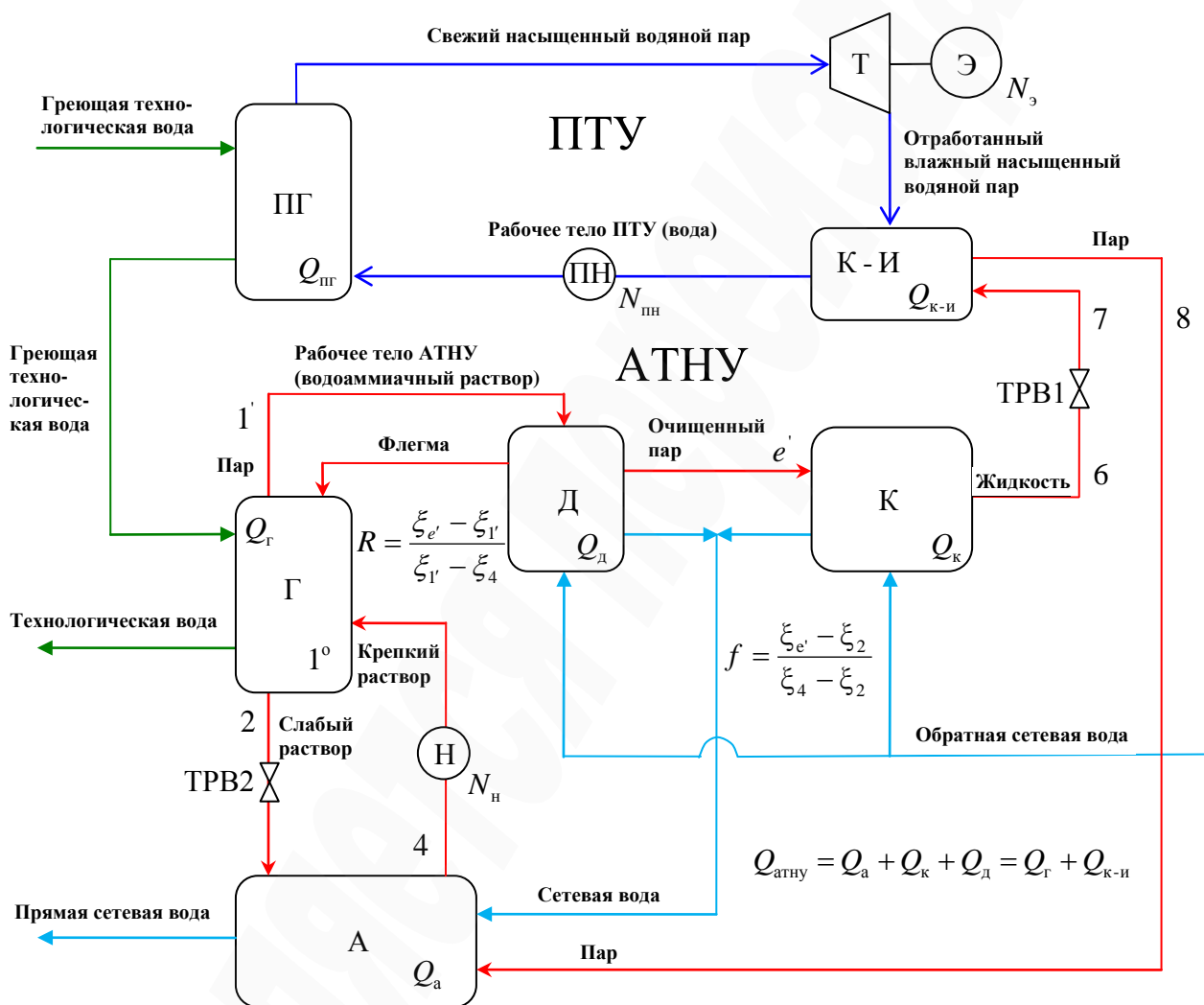


Рис. 1. Когенерационная система в составе паротурбинной установки и абсорбционной теплонасосной установки: ПГ – парогенератор; ПТУ – паротурбинная установка; ПН – питательный насос; Т – турбина; Э – электрогенератор; К-И – конденсатор-испаритель; АТНУ – абсорбционная теплонасосная установка; ТРВ – терморегулирующий вентиль; Г – генератор; Д – дефлегматор; К – конденсатор; Н – насос крепкого раствора; А – абсорбер

Паротурбинная установка состоит из парогенератора, турбины с электрогенератором и питательного насоса. В состав абсорбционной теплонасосной установки входят: генератор, дефлегматор, конденсатор, абсорбер, насос крепкого раствора и два терморегулирующих вентиля. Конденсатор-испаритель является общим элементом, объединяющим обе установки. Для паротурбинной установки он выполняет функцию конденсатора, а для теплонасосной установки – испарителя.

Когенерационный теплоутилизационный комплекс работает следующим образом. Греющая технологическая вода с температурой 175–215 °С поступает в парогенератор паротурбинной установки, где за счет её теплоты обеспечивается выработка насыщенного водяного пара. Тепловая энергия пара превращается в механическую энергию вращения вала турбины, на котором установлен электрогенератор, вырабатывающий электроэнергию. После турбины отработанный пар с температурой 30–45 °С конденсируется в конденсаторе-испарителе и конденсат питательным насосом перекачивается в парогенератор.

Греющая технологическая вода после парогенератора с температурой 130–160 °С направляется в генератор теплового насоса, где охлаждается до 70–80 °С, отдавая теплоту водоаммиачному раствору, и отводится из системы. В генераторе крепкий водоаммиачный раствор кипит и его пар поступает в дефлегматор, где в результате снижения его температуры за счет подвода части обратной сетевой воды с температурой 30–40 °С происходит частичная его конденсация. Образовавшийся конденсат (флегма) отводится обратно в генератор, а оставшийся пар более высокой концентрации направляется в конденсатор теплового насоса, где конденсируется при температуре 40–50 °С за счет подвода остальной части обратной сетевой воды. Сетевая вода подогревается в конденсаторе и дефлегматоре до 60–65 °С.

Жидкость, полученная в конденсаторе теплового насоса, дросселируется в терморегулирующем вентиле ТРВ-1, и при температуре 15–30 °С парожидкостная смесь направляется в конденсатор-испаритель, где осуществляется процесс испарения жидкой фазы раствора. Образовавшийся пар с температурой 25–40 °С поступает в абсорбер, куда из генератора через терморегулирующий вентиль ТРВ-2 подается также слабый водоаммиачный раствор. В абсорбере происходит поглощение пара слабым раствором, в результате чего концентрация раствора повышается, и крепкий водоаммиачный раствор насосом перекачивается в генератор. Процесс абсорбции сопровождается выделением теплоты, благодаря чему температура прямой сетевой воды на выходе абсорбера достигает 90 °С.

Одним из самых проблемных мест в ходе разработки и проектирования таких систем является то, что тепловой расчет абсорбционных теплонасосных установок в целом представляет собой достаточно трудную задачу. Это связано с наличием нескольких взаимосвязанных теплообменных аппаратов и сложности протекающих в них термодинамических и массообменных процессов. Наметьте пути улучшения схемы и конструкции рассматриваемой когенерационной системы с целью повышения её энергетической эффективности возможно с помощью метода эксергетического анализа,

который позволяет выявить природу внешних и внутренних потерь как по циклам в целом, так и по отдельным элементам системы.

3. Цель и задачи исследования

Целью работы является анализ показателей энергетической и эксергетической эффективности когенерационной системы утилизации сбросной теплоты промпредприятий для нахождения путей повышения степени её термодинамического совершенства.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить следующие задачи:

1. На основе математического моделирования тепло- и массообменных процессов построить программный комплекс расчета термодинамических и эксергетических характеристик рассматриваемой когенерационной системы.

2. Провести численный эксперимент для прогнозирования режимов работы когенерационной системы с учетом влияния параметров внешнего источника теплоты, сетевой воды и отработанного водяного пара на выходе турбины.

3. Проанализировать функциональную взаимосвязь эксергетических КПД элементов когенерационной системы и всей системы в целом для определения наиболее влиятельных элементов системы при улучшении её схемы и конструкции.

4. Исследование существующих решений проблемы

Основные направления решения проблемы эффективного использования сбросной низкопотенциальной теплоты промышленных предприятий связаны с проведением научных исследований по созданию современного теплоутилизационного оборудования, позволяющего не только снижать потребление топлива промпредприятием, но и уменьшать тепловое загрязнение окружающей среды.

В работе [4] исследуются вопросы утилизации сбросной теплоты технологических процессов промышленных предприятий посредством внедрения турбоустановок на низкокипящих рабочих телах. В этих установках реализуется так называемый органический цикл Ренкина (ORC) и утилизируются вторичные энергетические ресурсы, имеющие температуру 80–600 °С (охлаждающая вода, горячий воздух технологических процессов и др.). Для двух источников теплоты малого потенциала металлургического предприятия с полным циклом производства рассчитаны основные характеристики турбин с применением рабочих тел R-600 и R-134a для разных частот вращения ротора. Выполнена оценка получаемой электрической мощности при реализации ORC контура. Экспериментальное исследование применения органического цикла Ренкина для утилизации низкопотенциальной сбросной теплоты в керамической промышленности проведено в работе [5]. На основании полученных экспериментальных данных разработана модель теплоутилизационной системы, которая позволяет прогнозировать чистую выработку электрической энергии системой в течение года эксплуатации и количественно оценить энергетические и экологические выгоды проекта. Следует отметить, что основным недостатком теплоутилизационных схем,

ориентированных только на выработку электроэнергии, является низкий коэффициент использования теплоты технологической воды.

В работе [6] проанализирована эффективность применения системы в составе парокompрессионного и абсорбционного тепловых насосов для утилизации сбросной теплоты широкого температурного диапазона. Авторы работы [7] провели исследование утилизации сбросной теплоты конденсаторов холодильных машин с применением водоаммиачных абсорбционных тепловых насосов. В результате коэффициент полезного действия комбинированной системы увеличился на 10,5 %. При повышении холодильной нагрузки на испаритель производительность комбинированного цикла охлаждения увеличивается с ростом теплопроизводительности конденсатора. Однако при проведении этих исследований принимались фиксированными концентрации сильного и слабого раствора. Это не позволяет учитывать влияние изменения концентрации водоаммиачного раствора в узловых точках цикла при изменении нагрузки на систему и снижает точность расчетов.

В работе [8] исследуется система утилизации сбросной теплоты аммиачных холодильных машин промпредприятия с помощью теплового насоса, работающего по транскритическому циклу CO_2 . Произведенная в тепловом насосе теплота с температурой 70°C используется для предварительного нагрева питательной воды котла и тем самым снижает потребление энергии предприятием. Общие затраты на топливо предприятия были снижены на 45,7 %, а выброс CO_2 в атмосферу уменьшен на 33,8 %. Однако стоимость теплообменного оборудования, работающего на CO_2 , чрезвычайно высока, поскольку оно эксплуатируется в условиях значительно более высокого давления по сравнению с теплообменными аппаратами, работающими на фреонах.

Авторами работы [9] показана возможность применения тепловых труб для утилизации сбросной теплоты коксохимических и металлургических предприятий. Была разработана система утилизации дымовых газов на основе эксцентричной радиальной тепловой трубы, позволяющая производить насыщенный пар в качестве дополнительного продукта. Оптимизации расположения и структуры системы позволила производить 0,19 ГДж насыщенного водяного пара на тонну кокса при потреблении системой всего 1,29 кВт/т электроэнергии на собственные нужды. Недостатком применения тепловых труб является то, что они имеют ограниченный эффективный диапазон использования. Выбор материала трубы, её размера и рабочего тела влияет на оптимальный температурный диапазон её применения, выход за рамки которого приводит к значительному снижению её эффективности. В работе [10] представлены исследования эффективности производства электроэнергии за счет использования сбросной теплоты промпредприятия с использованием комбинации тепловых труб и термоэлектрических генераторов. Приведено описание лабораторных исследований с целью повышения эффективности системы. Преимуществом термоэлектрических генераторов является то, что они компактны и не имеют движущихся частей. Однако, на

данный момент они характеризуются относительно высокой стоимостью и низкой эффективностью (5–8 %).

В работе [11] был проведен термодинамический анализ термофотовольтаической системы для производства электроэнергии. Целью анализа было исследование энергетической и эксергетической эффективности системы при утилизации сбросной теплоты предприятий черной металлургии. Система обеспечивает круглосуточную выработку электроэнергии во время непрерывных сталелитейных процессов. Однако недостатком фототермоэлементов является низкая на данный момент эффективность термоэлементов (около 4–5 %) и сокращенный срок службы из-за нагрева при эксплуатации.

В работе [12] рассматривается возможность использования вместо градирни теплового насоса для снижения температуры и рекуперации сбросной теплоты циркулирующей охлаждающей воды в технологическом цикле горячего тиснения. Проведен термодинамический анализ системы, показавший возможность экономии до 180,29 кг/ч угля при обеспечении заданных параметров технологического цикла и производить 15,82 т/ч горячей воды с температурой 60 °С для производственных нужд и помывки персонала. Возможность утилизации теплоты охлаждающей циркуляционной воды паротурбинной установки с помощью парокompрессионной теплонасосной установки исследуется в работе [13]. Испаритель теплового насоса встраивается в конденсатор турбины, что дает возможность улучшить вакуум и повысить выработку электроэнергии. Как отмечают сами авторы, с увеличением температуры конденсации пара хладагента при повышении качества производимой тепловой энергии, поставляемой потребителям, эффективность работы парокompрессионного теплового насоса уменьшается. Электрическая мощность, потребляемая компрессором, при этом растет и может превысить дополнительную выработку электроэнергии.

Таким образом, результаты анализа позволяют сделать вывод о том, что исследования по повышению энергетической эффективности применения когенерационных систем, построенных с применением абсорбционных теплонасосных установок, для утилизации сбросной теплоты предприятий, являются перспективными. Теплоиспользующие абсорбционные тепловые насосы практически не потребляют электроэнергию на собственные нужды и могут эффективно использоваться в комплексе с паротурбинной установкой для совместной выработки теплоты и электроэнергии.

5. Методы исследования

На основе математического моделирования тепло- и массообменных процессов для рассматриваемой когенерационной теплоутилизационной системы построен программный комплекс расчета её термодинамических и эксергетических характеристик, блок-схема которого представлена на рис. 2.

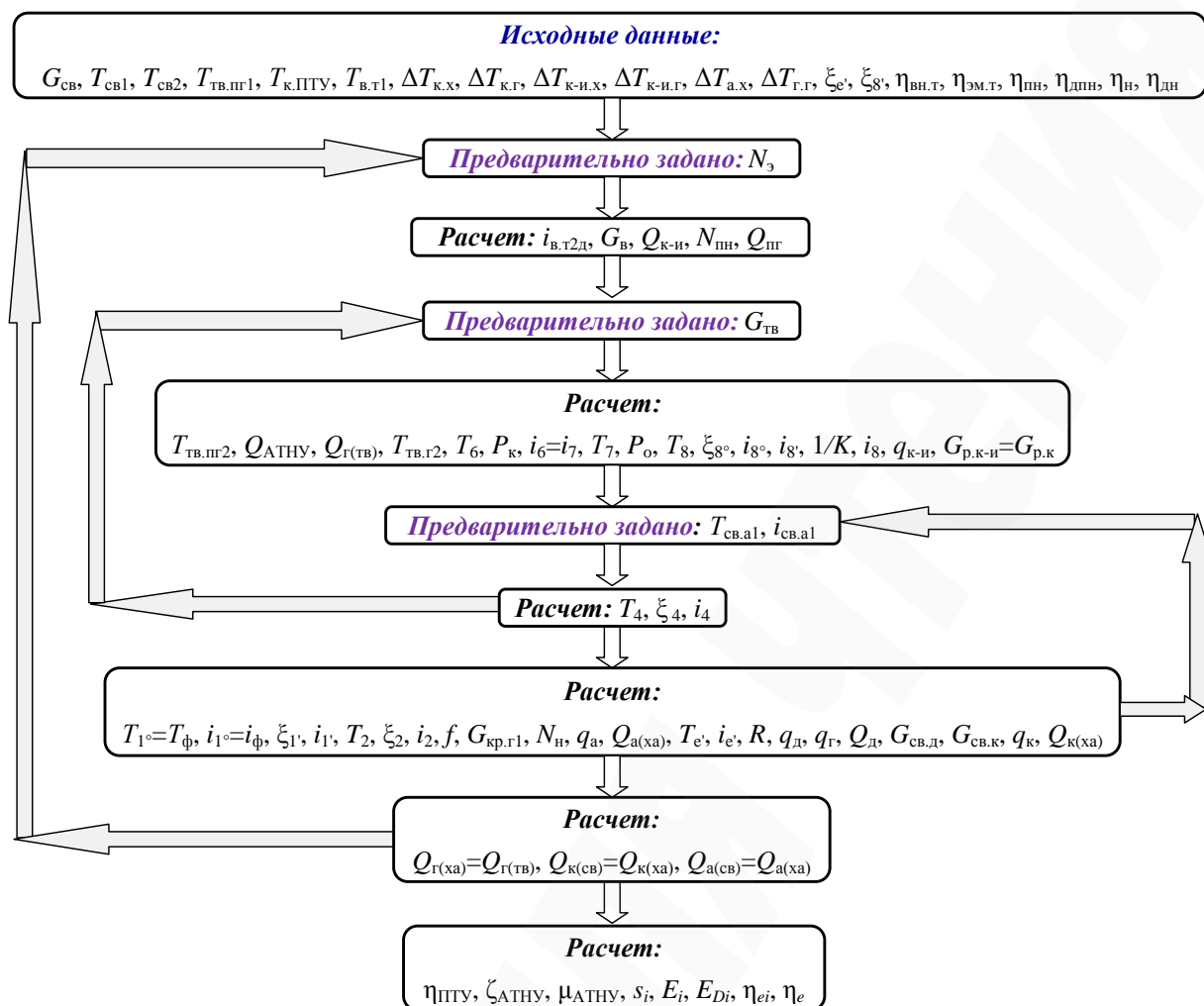


Рис. 2. Блок-схема расчета когенерационной теплоутилизационной установки

В качестве исходных данных для расчета принимаются:

- требуемый массовый расход нагреваемой сетевой воды $G_{св}$;
- температура сетевой воды на входе и выходе АТНУ, соответственно $T_{св1}$ и $T_{св2}$;
- температура греющей технологической воды на входе в парогенератор ПТУ $T_{тв.пг1}$;
- температура конденсации отработанного водяного пара в конденсаторе-испарителе $T_{к.ПТУ}$;
- температура водяного пара на входе в турбину $T_{в.т1}$;
- разности температур теплоносителей на холодной и горячей сторонах конденсатора АТНУ, соответственно $\Delta T_{к.х}$ и $\Delta T_{к.г}$;
- разности температур теплоносителей на холодной и горячей сторонах конденсатора-испарителя, соответственно $\Delta T_{к-и.х}$ и $\Delta T_{к-и.г}$;
- разности температур теплоносителей на холодной стороне абсорбера $\Delta T_{а.х}$ и горячей стороне генератора $\Delta T_{г.г}$.

Также задаются значения концентрации очищенного пара раствора на выходе из дефлегматора ξ_e и насыщенного пара раствора в конце процесса кипения в конденсаторе-испарителе $\xi_{8'}$. Кроме того, должны быть известны внутренний относительный $\eta_{вн.т}$, механический $\eta_{м.т}$ и электромеханический $\eta_{эм.т}$

КПД турбино-электрогенераторного блока ПТУ, КПД насосов $\eta_{пн}$, η_n и их электродвигателей $\eta_{дпн}$, $\eta_{дн}$.

Для идентификации параметров состояния рабочего тела в узловых точках циклов абсорбционной теплонасосной установки получена база данных для расчета теплофизических свойств (энтальпии i , энтропии s) водоаммиачного раствора с учетом изменения его концентрации ξ .

Последующий расчет производится, задавшись предварительными значениями генерируемой паротурбинной установкой электрической мощности $N_{э}$, требуемого массового расхода греющей технологической воды $G_{тв}$ и параметров сетевой воды на входе в абсорбер теплового насоса $T_{св.а1}$, $i_{св.а1}$. Значения этих величин в ходе расчета уточняются в результате трех циклов итераций (рис. 1) до сведения энергетических балансов по всем рабочим телам и теплоносителям во всех теплообменных аппаратах системы.

Рассчитываются следующие параметры системы на основе известных зависимостей, представленных в [14–16]:

– действительная энтальпия отработавшего влажного насыщенного водяного пара на выходе из турбины:

$$i_{в.т2д} = i_{в.т1} - \eta_{в.т} (i_{в.т1} - i_{в.т2т}), \quad (1)$$

где $i_{в.т1}$ – энтальпия водяного пара на входе в турбину; $i_{в.т2д}$ – теоретическая энтальпия отработавшего влажного насыщенного водяного пара на выходе из турбины;

– массовый расход рабочего тела (воды) в паротурбинной установке:

$$G_{в} = \frac{N_{э}}{(i_{в.т1} - i_{в.т2д}) \eta_{эм.т}}; \quad (2)$$

– теплопроизводительность конденсатора-испарителя:

$$Q_{к-и} = G_{в} (i_{в.т2д} - i_{в.к-и2}), \quad (3)$$

где $i_{в.к-и2}$ – энтальпия воды на выходе из конденсатора-испарителя;

– электрическая мощность питательного насоса:

$$N_{пн} = \frac{v_{в.пн} G_{в} (P_{в.т1} - P_{в.т2})}{\eta_{пн} \eta_{дпн}}, \quad (4)$$

где $v_{в.пн}$ – удельный объем воды на входе в питательный насос; $P_{в.т1}$, $P_{в.т2}$ – соответственно давление водяного пара на входе и выходе турбины;

– тепловая мощность парогенератора ПТУ:

$$Q_{пг} = Q_{к-и} + \frac{N_{э}}{\eta_{эм.т}}; \quad (5)$$

– температура греющей технологической воды на выходе из парогенератора ПТУ $T_{\text{ТВ.ПГ2}}$, определяемая по соответствующей энтальпии:

$$i_{\text{мв.нз2}} = i_{\text{мв.нз1}} - \frac{Q_{\text{нз}}}{G_{\text{мв}}}, \quad (6)$$

где $i_{\text{ТВ.ПГ1}}$ – энтальпия греющей технологической воды на входе в парогенератор ПТУ $T_{\text{ТВ.ПГ1}}$;

– требуемая тепловая мощность АТНУ:

$$Q_{\text{АТНУ}} = G_{\text{св}} (i_{\text{св2}} - i_{\text{св1}}), \quad (7)$$

где $i_{\text{св2}}$, $i_{\text{св1}}$ – соответственно энтальпия сетевой воды на входе и выходе АТНУ;

– тепловая мощность, подведенная к генератору греющей технологической водой:

$$Q_{z(\text{мв})} = Q_{\text{АТНУ}} - Q_{\text{к-и}}; \quad (8)$$

– температура греющей технологической воды на выходе из генератора $T_{\text{ТВ.Г2}}$, определяемая по соответствующей энтальпии:

$$i_{\text{мв.г2}} = i_{\text{мв.нз2}} - \frac{Q_{z(\text{мв})}}{G_{\text{мв}}}; \quad (9)$$

– низшая температура конденсации раствора в конденсаторе АТНУ:

$$T_6 = T_{\text{св1}} + \Delta T_{\text{к.х}}; \quad (10)$$

– давление в конденсаторе, генераторе и дефлегматоре $P_{\text{к}}$, которое принимается по термодинамическим таблицам для чистого аммиака [17] при T_6 ;

– энтальпия жидкой фазы водоаммиачного раствора при выходе из конденсатора АТНУ i_6 , которая определяется по известным значениям $P_{\text{к}}$, T_6 и $\xi_6 = \xi_{\text{с}}$;

– низшая температура кипения парожидкостной смеси раствора в конденсаторе-испарителе:

$$T_7 = T_{\text{к.ПТУ}} - \Delta T_{\text{к-и.х}}; \quad (11)$$

– энтальпия влажного пара раствора в начале кипения в конденсаторе-испарителе $i_7 = i_6$;

– давление в конденсаторе-испарителе и абсорбере P_0 , которое соответствует T_7 и $\xi_7 = \xi_6 = \xi_{\text{с}}$;

– высшая температура кипения парожидкостной смеси раствора в конденсаторе-испарителе:

$$T_8 = T_{к.ПТУ} - \Delta T_{к-у.г}; \quad (12)$$

– концентрация жидкой фазы раствора, находящейся в равновесии с паром, в конце кипения в конденсаторе-испарителе ξ_{8° , определяемая по известным значениям P_0 и T_8 ;

– энтальпия жидкой фазы раствора, находящейся в равновесии с паром, в конце кипения в конденсаторе-испарителе i_{8° , определяемая по P_0 , T_8 и ξ_{8° ;

– энтальпия насыщенного пара раствора в конце кипения в конденсаторе-испарителе $i_{8'}$, определяемая по значениям P_0 , T_8 и $\xi_{8'}$;

– тангенс угла наклона изотермы в области влажного пара:

$$\frac{1}{K} = \frac{i_{8'} - i_{8^\circ}}{\xi_{8'} - \xi_{8^\circ}}; \quad (13)$$

– энтальпия влажного пара раствора на выходе из испарителя:

$$i_8 = i_{8'} - \frac{1}{K}(\xi_{8'} - \xi_{e'}); \quad (14)$$

– удельная тепловая нагрузка конденсатора-испарителя:

$$q_{к-у} = i_8 - i_7; \quad (15)$$

– массовый расход водоаммиачного раствора в конденсаторе-испарителе и соответственно в конденсаторе АТНУ:

$$G_{р.к-у} = G_{р.к} = \frac{Q_{к-у}}{q_{к-у}}; \quad (16)$$

– низшая температура крепкого водоаммиачного раствора в процессе абсорбции в абсорбере:

$$T_4 = T_{св.а1} + \Delta T_{а.х}; \quad (17)$$

– концентрация крепкого водоаммиачного раствора после абсорбера ξ_4 , определяемая по известным значениям P_0 и T_4 ;

– энтальпия крепкого водоаммиачного раствора после абсорбера i_4 , определяемая по значениям P_0 , T_4 и ξ_4 .

После этого с учетом экономически обоснованной разности температур теплоносителей на холодной стороне генератора (обычно около 10 °С [18]) уточняется требуемый массовый расход греющей технологической воды:

$$G_{mv} = \frac{Q_{z(mv)}}{c_{p_{mv.z.cp}} (T_{mv.nz2} - (T_4 + 10))}, \quad (18)$$

где $c_{p_{tv.g.cp}}$ – средняя теплоемкость греющей технологической воды в генераторе, и расчет по выражениям (1)–(18) повторяется, задаваясь новыми предварительными значениями G_{tv} , до совпадения значения G_{tv} с полученным по выражению (18).

Далее рассчитываются:

– температура жидкой фазы водоаммиачного раствора, находящейся в равновесии с паром, в начале кипения в генераторе $T_{1^{\circ}}$, определяемая по известным значениям P_k и ξ_4 ;

– энтальпия жидкой фазы водоаммиачного раствора, находящейся в равновесии с паром, в начале кипения в генераторе $i_{1^{\circ}}$, определяемая по значениям P_k , $T_{1^{\circ}}$ и ξ_4 ;

– концентрация пара раствора на выходе генератора $\xi_{1'}$, определяемая по данным таблицы соответствия концентрации жидкой $\xi_{1^{\circ}} = \xi_4$ и паровой фазы над водоаммиачным раствором [19];

– энтальпия пара раствора на выходе генератора $i_{1'}$, определяемая по значениям P_k , $T_{1^{\circ}} = T_{1'}$ и $\xi_{1'}$;

– температура $T_{\phi} = T_{1^{\circ}}$ и энтальпия $i_{\phi} = i_{1^{\circ}}$ флегмы на входе в генератор;

– температура слабого водоаммиачного раствора на выходе из генератора:

$$T_2 = T_{mv.nz2} - \Delta T_{z,z}; \quad (19)$$

– концентрация слабого водоаммиачного раствора на выходе из генератора ξ_2 , определяемая по известным значениям P_k и T_2 ;

– энтальпия слабого водоаммиачного раствора на выходе из генератора i_2 , определяемая по значениям P_k , T_2 и ξ_2 ;

– кратность циркуляции:

$$f = \frac{\xi_{e'} - \xi_2}{\xi_4 - \xi_2}; \quad (20)$$

– массовый расход крепкого водоаммиачного раствора на входе в генератор:

$$G_{кр.z1} = f G_{p.k}; \quad (21)$$

– электрическая мощность насоса крепкого раствора:

$$N_n = \frac{v_{кр.н} G_{кр.z1} (P_k - P_0)}{\eta_n \eta_{дн}}, \quad (22)$$

где $v_{кр.н} = 0,001 / (1 - 0,356 \xi_4)$ [15] – удельный объем крепкого водоаммиачного раствора на входе в насос крепкого раствора;

– удельная тепловая нагрузка абсорбера:

$$q_a = i_8 - i_2 + f(i_2 - i_4); \quad (23)$$

– тепловая мощность абсорбера по абсорбции пара слабым раствором:

$$Q_{a(xa)} = q_a G_{p.k}; \quad (24)$$

– высшая температура конденсации пара раствора в конденсаторе АТНУ:

$$T_{e'} = T_{св.а1} + \Delta T_{к.з}; \quad (25)$$

– энтальпия пара раствора на входе в конденсатор АТНУ $i_{e'}$, определяемая по значениям P_k , $T_{e'}$ и $\xi_{e'}$;

– масса флегмы в дефлегматоре, отнесенная к 1 кг пара:

$$R = \frac{\xi_{e'} - \xi_{r'}}{\xi_{r'} - \xi_4}; \quad (26)$$

– удельная тепловая нагрузка дефлегматора:

$$q_d = (1 + R)i_r - i_{e'} - Ri_{r^0}; \quad (27)$$

– удельная тепловая нагрузка генератора:

$$q_z = i_{e'} - i_2 + f(i_2 - i_4) + q_d; \quad (28)$$

– тепловая мощность дефлегматора по ректификации пара водоаммиачного раствора:

$$Q_d = q_d G_{p.k}; \quad (29)$$

– массовый расход сетевой воды через дефлегматор:

$$G_{св.д} = \frac{Q_d}{i_{св.а1} - i_{св1}}; \quad (30)$$

– массовый расход сетевой воды через конденсатор АТНУ:

$$G_{св.к} = G_{св} - G_{св.д}; \quad (31)$$

– удельная тепловая нагрузка конденсатора:

$$q_k = i_{e'} - i_6; \quad (32)$$

– теплопроизводительность конденсатора по конденсации пара водоаммиачного раствора:

$$Q_{k(xa)} = q_k G_{p.k}. \quad (33)$$

После этого уточняются энтальпия сетевой воды на входе в абсорбер:

$$i_{св.а1} = i_{св1} + \frac{Q_{k(xa)}}{G_{св.к}}, \quad (34)$$

и соответствующая ей температура $T_{св.а1}$, и весь предыдущий расчет по выражениям (1)–(34) повторяется, задаваясь новыми предварительными значениями параметров сетевой воды на входе в абсорбер $T_{св.а1}$, $i_{св.а1}$, до совпадения значения $i_{св.а1}$ с полученным по выражению (34).

Затем рассчитываются:

– тепловая мощность генератора по испарению пара из крепкого раствора:

$$Q_{z(xa)} = q_z G_{p.k}; \quad (35)$$

– теплопроизводительность конденсатора по нагреву сетевой воды:

$$Q_{k(св)} = G_{св.к} (i_{св.а1} - i_{св1}); \quad (36)$$

– теплопроизводительность абсорбера по нагреву сетевой воды:

$$Q_{a(св)} = G_{св} (i_{св2} - i_{св.а1}). \quad (37)$$

После этого необходимо задаться новым предварительным значением генерируемой паротурбинной установкой электрической мощности $N_э$. Расчет по выражениям (1)–(37) повторяется со всеми предыдущими внутренними итерациями (рис. 1) до сведения энергетических балансов по всем рабочим телам и теплоносителям во всех теплообменных аппаратах системы.

Далее рассчитываются:

– КПД паротурбинной установки:

$$\eta_{ПТУ} = \frac{N_э}{Q_{ng} + N_{тн}}; \quad (38)$$

– тепловой коэффициент АТНУ:

$$\zeta_{ATHY} = \frac{q_{к-и}}{q_z}; \quad (39)$$

– коэффициент трансформации АТНУ:

$$\mu_{ATHY} = 1 + \zeta_{ATHY} = \frac{q_k + q_d + q_a}{q_z}. \quad (40)$$

Метод эксергетического анализа [20–22] обеспечивает возможность выявить природу внешних и внутренних потерь как по циклам в целом, так и по отдельным элементам рассматриваемой когенерационной системы, наметить пути улучшения её схемы и конструкции.

Поэтому для анализа термодинамического совершенства системы в каждом элементе вычисляются потоки эксергии E_i и её потери от необратимости E_{Di} , эксергетические КПД элементов η_{ei} и всей системы в целом η_e . Для этого определяются значения энтропии энергетических потоков на входе и выходе каждого элемента s_i и, задаётся значение температуры окружающей среды T_{oc} , играющей роль уровня отсчета эксергии.

Внутренние потери эксергии от необратимости (неизоэнтропичности) расширения в турбине рассчитывались по формуле:

$$E_{Dв.т} = G_e T_{oc} (s_{в.т2} - s_{в.т1}). \quad (41)$$

Механические потери в подшипниках вала турбины определялись как:

$$E_{Dмп.т} = N_{э} \frac{1 - \eta_{м.т}}{\eta_{эм.т}}, \quad (42)$$

где $\eta_{м.т}$ – механический КПД турбины.

Электромагнитные потери в электрогенераторе находились из выражения:

$$E_{Dэм.т} = N_{э} \left(\frac{\eta_{м.т}}{\eta_{эм.т}} - 1 \right). \quad (43)$$

Суммарные потери эксергии в турбино-электрогенераторном блоке определяются суммированием выражений (41)–(43):

$$E_{Dт} = E_{Dв.т} + E_{Dмп.т} + E_{Dэм.т}. \quad (44)$$

В парогенераторе, конденсаторе-испарителе и конденсаторе АТНУ входят и выходят, не соприкасаясь, два потока теплоносителей. Поэтому изменение эксергии j -го теплоносителя в i -м элементе рассчитывается по выражению:

$$\Delta E_{ji} = G_{ji} \left[i_{ji1} - i_{ji2} - T_{oc} (s_{ji1} - s_{ji2}) \right]. \quad (45)$$

В генераторе, дефлегматоре и абсорбере входят и выходят более одного потока разных фаз водоаммиачного раствора, которые находятся в контакте между собой. Поэтому изменение эксергии водоаммиачного раствора в этих элементах определялись как:

$$\Delta E_{xai} = \sum E_{xai1} - \sum E_{xai2}, \quad (46)$$

где $\sum E_{xa1i}$ и $\sum E_{xa2i}$ – суммарная эксергия разных фаз водоаммиачного раствора на входе и выходе элемента.

Эксергия разных фаз водоаммиачного раствора в i -м элементе рассчитывается по выражению:

$$E_{xai} = G_{xai} \left[i_{xai} - i_{xa.oc} - T_{oc} (s_{xai} - s_{xa.oc}) \right], \quad (47)$$

где $i_{xa.oc}$ и $s_{xa.oc}$ – соответственно энтальпия и энтропия водоаммиачного раствора при параметрах окружающей среды.

Изменение эксергии греющей технологической и сетевой воды в генераторе, дефлегматоре и абсорбере определяются по выражению (45).

Потери эксергии в теплообменных аппаратах системы определялись как:

$$E_{Di} = \Delta E_{(1)i} - \Delta E_{(2)i}, \quad (48)$$

где $\Delta E_{(1)i}$ и $\Delta E_{(2)i}$ – изменения эксергии первого и второго теплоносителя при прохождении через элемент, рассчитанные по выражениям (45) и (46).

Внутренние потери эксергии в процессе дросселирования водоаммиачного раствора в ТРВ-1 и ТРВ-2 рассчитывались по формуле:

$$E_{Dmpvi} = G_{xai} T_{oc} (s_{xai2} - s_{xai1}). \quad (49)$$

Эксергетический КПД турбино-электрогенераторного блока вычислялся из выражения:

$$\eta_{e.m} = \frac{N_{э}}{\Delta E_{e.m} + E_{Dmp.m} + E_{Dэм.m}}, \quad (50)$$

где $\Delta E_{вт}$ – изменение эксергии водяного пара в турбине, рассчитанное по выражению (45).

Эксергетические КПД теплообменных аппаратов системы определяются как отношение изменений эксергии потоков теплоносителей в них, рассчитанных по выражениям (45) и (46):

$$\eta_{ei} = \frac{\Delta E_{(1)i}}{\Delta E_{(2)i}}. \quad (51)$$

Суммарная эксергия на входе в когенерационную теплоутилизационную систему ΣE_{KC1} рассчитывается путем сложения эксергии греющей технологической воды на входе в парогенератор $E_{ТВ.ПГ1}$ и эксергии обратной сетевой воды на входе в АТНУ $E_{СВ.АТНУ1}$. Суммарная эксергия на выходе из системы ΣE_{KC2} определяется сложением эксергии греющей технологической воды на выходе из генератора $E_{ТВ.Г2}$, эксергии прямой сетевой воды на выходе абсорбера АТНУ $E_{СВ.АТНУ2}$ и генерируемой паротурбинной установкой электрической мощности N_3 . Значения величин $E_{ТВ.ПГ1}$, $E_{СВ.АТНУ1}$, $E_{ТВ.Г2}$ и $E_{СВ.АТНУ2}$ вычисляются для воды по выражению, аналогичному (47).

Эксергетический КПД когенерационной теплоутилизационной системы рассчитывается по зависимости [22]:

$$\eta_e = \frac{\sum E_{KC2}}{\sum E_{KC1}}. \quad (52)$$

Построенный программный комплекс расчета термодинамических и эксергетических характеристик когенерационной теплоутилизационной системы был использован при проведении численных исследований показателей её энергетической эффективности для нахождения путей повышения степени её термодинамического совершенства.

6. Результаты исследования

На основе численного эксперимента проведен анализ энергетических и эксергетических показателей когенерационной теплоутилизационной системы при варьировании 4-х факторов:

- 1) температуры конденсации отработанного водяного пара в конденсаторе-испарителе $T_{к.ПТУ}$;
- 2) температуры греющей технологической воды на входе в парогенератор ПТУ $T_{ТВ.ПГ1}$;
- 3) температуры обратной сетевой воды на входе в АТНУ $T_{СВ1}$;
- 4) требуемого массового расхода нагреваемой сетевой воды $G_{СВ}$.

Для этого был составлен 4-х блочный центроидный план варьирования этих 4-х факторов.

Величина $T_{к.ПТУ}$ варьировалась в диапазоне от 30 °С до 45 °С, $T_{ТВ.ПГ1}$ – от 175 °С до 215 °С, $T_{СВ1}$ – от 30 °С до 40 °С и $G_{СВ}$ – от 73 кг/с до 113 кг/с.

В качестве неизменных исходных данных были заданы:

- температура прямой сетевой воды на выходе АТНУ $T_{св2}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура водяного пара на входе в турбину $T_{в,т1}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- разности температур теплоносителей на холодной и горячей сторонах конденсатора АТНУ, соответственно $\Delta T_{к,х}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $\Delta T_{к,г}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- разности температур теплоносителей на холодной и горячей сторонах конденсатора-испарителя, соответственно $\Delta T_{к-и,х}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $\Delta T_{к-и,г}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- разности температур теплоносителей на холодной стороне абсорбера $\Delta T_{а,х}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ и горячей стороне генератора $\Delta T_{г,г}=4\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- концентрация очищенного пара раствора на выходе из дефлегматора $\xi_e=0,9995\text{ кг/кг}$;
- концентрация насыщенного пара раствора в конце процесса кипения в конденсаторе-испарителе $\xi_8=0,9999\text{ кг/кг}$;
- внутренний относительный $\eta_{вн,т}=0,85$, механический $\eta_{м,т}=0,97$ и электромеханический $\eta_{эм,т}=0,96$ КПД турбино-электрогенераторного блока ПТУ;
- КПД насосов $\eta_{пн}=\eta_n=0,88$ и их электродвигателей $\eta_{дпн}=\eta_{дн}=0,85$.

Некоторые результаты расчетов представлены на рис. 3–9, где показано влияние варьируемых факторов $T_{к.ПТУ}$, $T_{тв,пт1}$, $T_{св1}$ и $G_{св}$ на термодинамические и эксергетические характеристики рассматриваемой когенерационной теплоутилизационной системы.

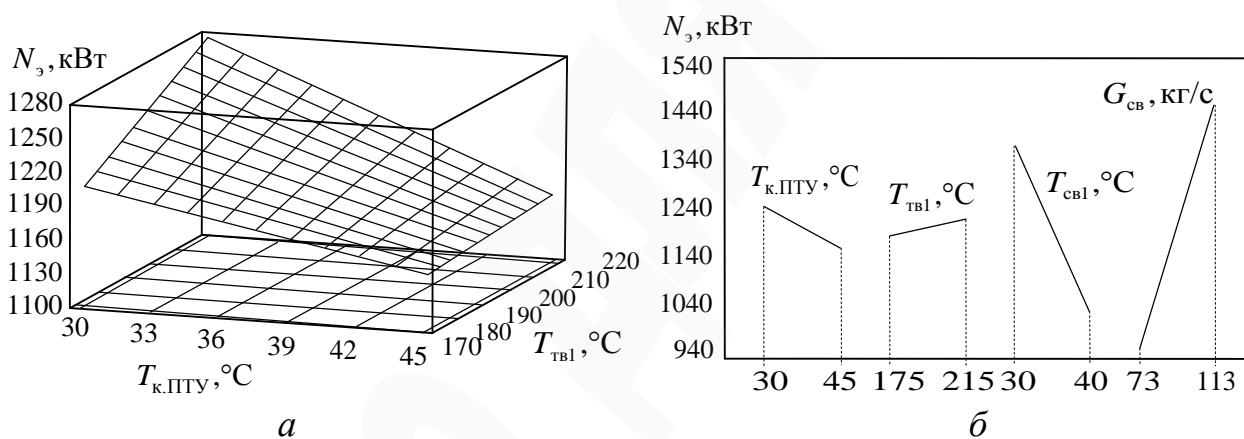
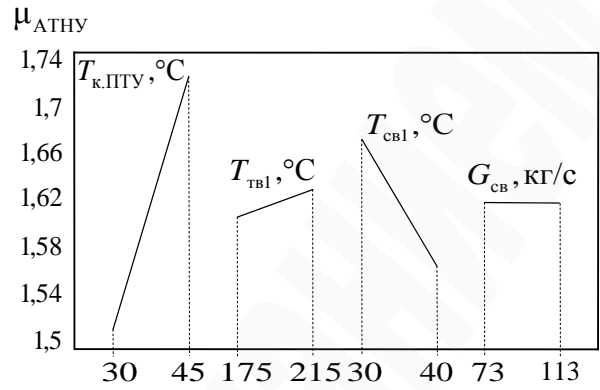
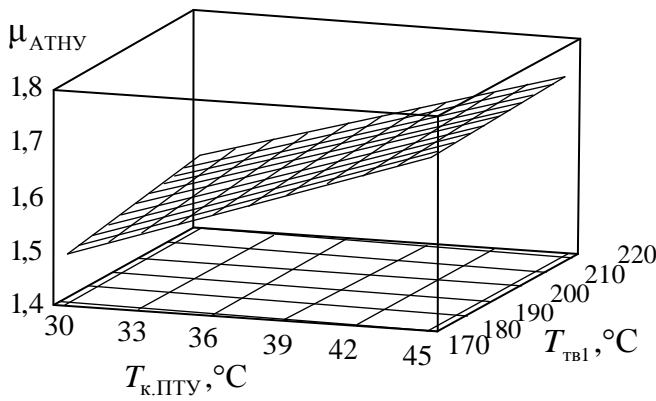


Рис. 3. Электрическая мощность паротурбинной установки N_3 :
 а – при варьировании $T_{к.ПТУ}$ и $T_{тв,пт1}$; б – при изменении $T_{к.ПТУ}$, $T_{тв,пт1}$, $T_{св1}$, $G_{св}$

Из рис. 3 видно, например, что с уменьшением температуры конденсации отработанного водяного пара в паротурбинной установке $T_{к.ПТУ}$ вследствие улучшения вакуума в конденсаторе-испарителе и повышения срабатываемого теплоперепада в паровой турбине увеличивается выработка электроэнергии и повышается КПД паротурбинной установки. Однако при этом снижается коэффициент трансформации абсорбционного теплового насоса при той же теплопроизводительности (рис. 4).

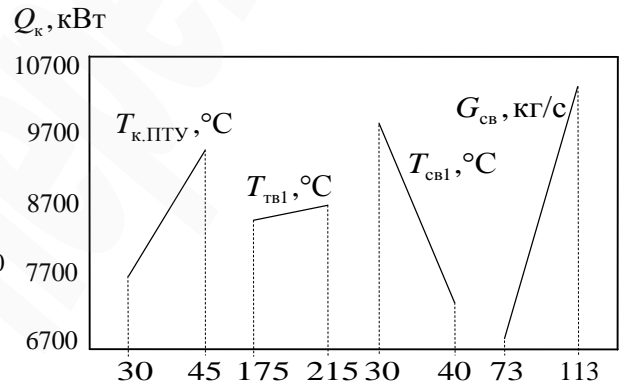
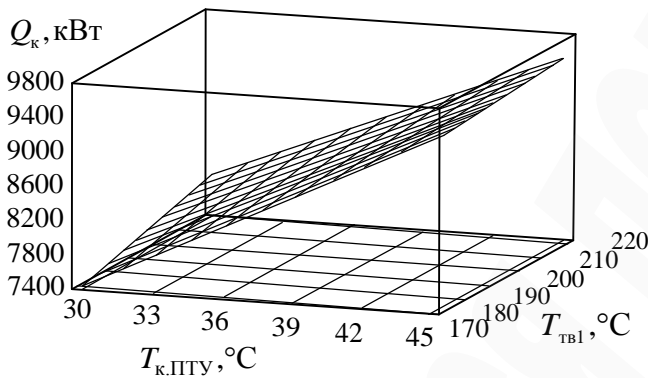


a

б

Рис. 4. Коэффициент трансформации абсорбционного теплового насоса μ_{ATHU} : *a* – при варьировании $T_{к.ПТУ}$ и $T_{тв.пг1}$; *б* – при изменении $T_{к.ПТУ}$, $T_{тв.пг1}$, $T_{св1}$, $G_{св}$

Происходит перераспределение отопительной нагрузки от конденсатора теплового насоса (рис. 5) к абсорберу (рис. 6) и дефлегматору.

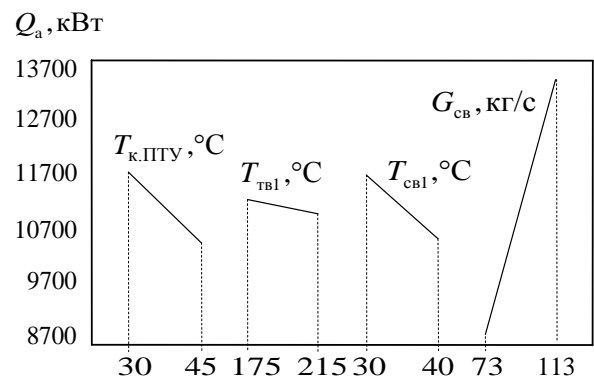
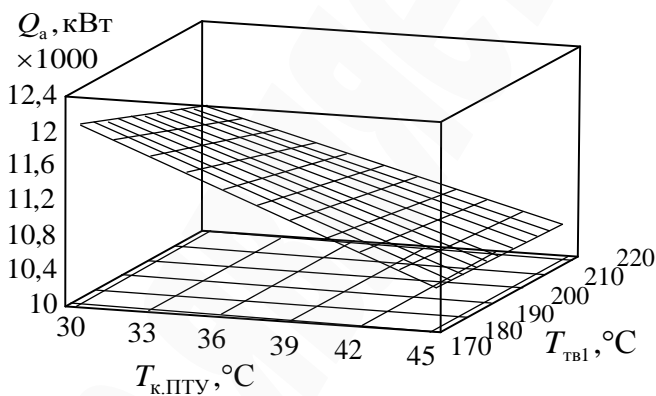


a

б

Рис. 5. Тепловая мощность конденсатора теплового насоса $Q_к$:

a – при варьировании $T_{к.ПТУ}$ и $T_{тв.пг1}$; *б* – при изменении $T_{к.ПТУ}$, $T_{тв.пг1}$, $T_{св1}$, $G_{св}$



a

б

Рис. 6. Тепловая мощность абсорбера $Q_а$:

a – при варьировании $T_{к.ПТУ}$ и $T_{тв.пг1}$; *б* – при изменении $T_{к.ПТУ}$, $T_{тв.пг1}$, $T_{св1}$, $G_{св}$

Эксергетический КПД этих теплообменных аппаратов намного ниже, чем у конденсатора теплового насоса. Это обусловлено наличием потерь от необратимости массообменных процессов при ректификации и неполноты процесса поглощения пара в абсорбере из-за конечного времени контакта пара и раствора.

Характер изменения значений тепловой мощности генератора (рис. 7) аналогичен характеру изменения тепловой мощности абсорбера (рис. 6).

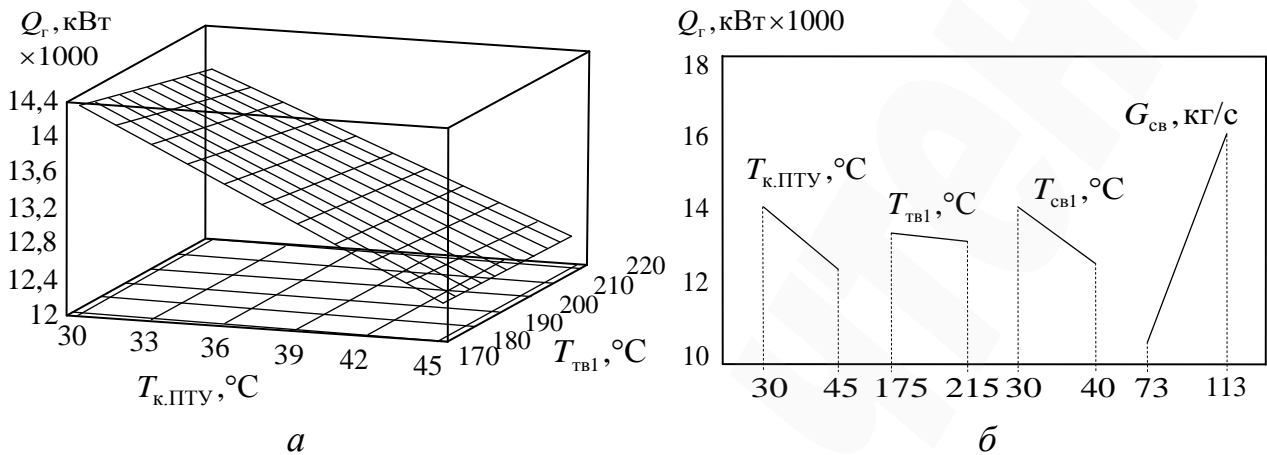


Рис. 7. Тепловая мощность генератора Q_g :

a – при варьировании $T_{к.ПТУ}$ и $T_{тв.ПГ1}$; *б* – при изменении $T_{к.ПТУ}$, $T_{тв.ПГ1}$, $T_{св1}$, $G_{св}$

Значения Q_g и Q_a увеличиваются только с повышением массового расхода сетевой воды $G_{св}$ вследствие роста общей производительности системы. С повышением значений температур конденсации отработанного водяного пара $T_{к.ПТУ}$, греющей технологической воды $T_{тв.ПГ1}$ и обратной сетевой воды $T_{св1}$ значения Q_g и Q_a снижаются. Это связано с сопутствующим увеличением теплопроизводительности парогенератора, конденсатора-испарителя и конденсатора теплового насоса (рис. 5) вследствие перераспределения температурных потенциалов тепловых потоков в системе.

Изменение значений эксергетических КПД когенерационной системы при варьировании $T_{к.ПТУ}$ и $T_{тв.ПГ1}$, а также при изменении значений $T_{к.ПТУ}$, $T_{тв.ПГ1}$, $T_{св1}$, $G_{св}$ показано на рис. 8.

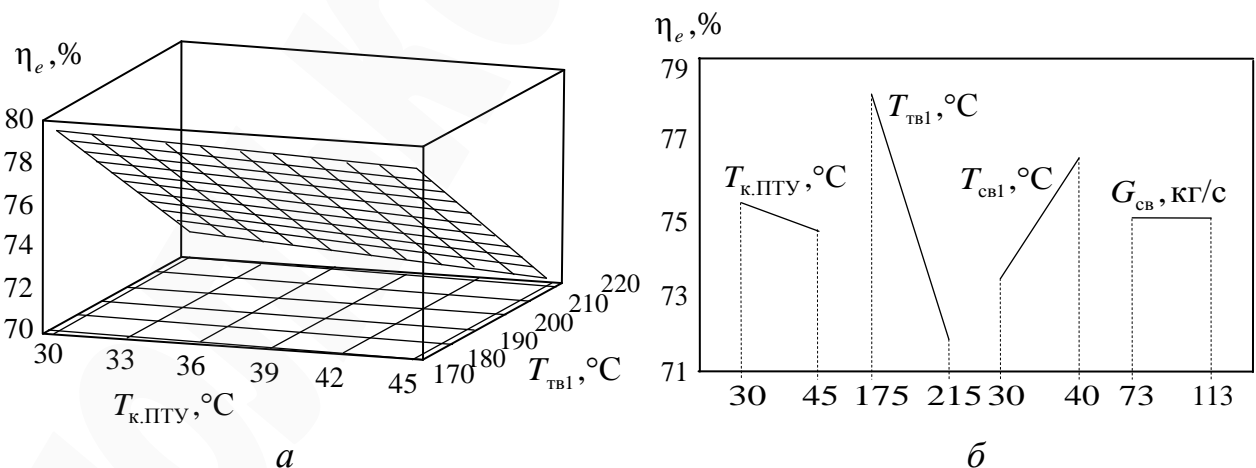


Рис. 8. Эксергетический КПД когенерационной системы η_e :

a – при варьировании $T_{к.ПТУ}$ и $T_{тв.ПГ1}$; *б* – при изменении $T_{к.ПТУ}$, $T_{тв.ПГ1}$, $T_{св1}$, $G_{св}$

Из рис. 8 видно, что эксергетический КПД когенерационной системы η_e увеличивается с повышением температуры обратной сетевой воды $T_{св1}$ на входе в тепловой насос и уменьшается с повышением температур конденсации отработанного водяного пара $T_{к.ПТУ}$ и греющей технологической воды $T_{тв.пг1}$. С увеличением массового расхода сетевой воды $G_{св}$ значение η_e остается неизменным. Поскольку увеличение $G_{св}$ при постоянстве значений остальных трёх варьируемых факторов не приводит к изменению термодинамических параметров циклов системы, а только – к росту её общей производительности.

При этом характер изменения значений эксергетического КПД когенерационной системы η_e при взаимном влиянии $T_{к.ПТУ}$, $T_{тв.пг1}$, $T_{св1}$, $G_{св}$ (рис. 9) противоположен характеру изменения коэффициента трансформации абсорбционного теплового насоса $\mu_{АТНУ}$ (рис. 10).

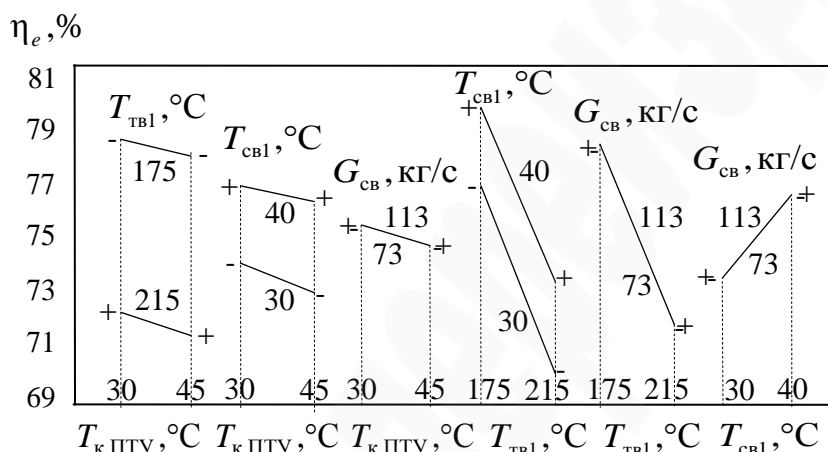


Рис. 9. Эксергетический КПД когенерационной системы η_e при взаимном влиянии $T_{к.ПТУ}$, $T_{тв.пг1}$, $T_{св1}$, $G_{св}$

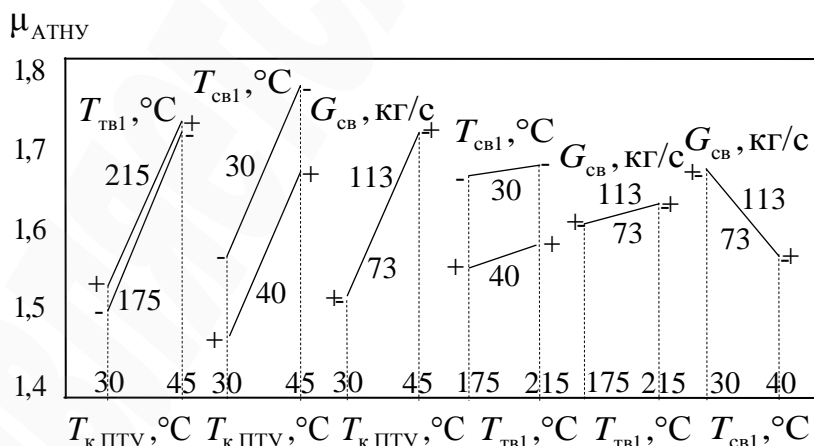


Рис. 10. Коэффициент трансформации абсорбционного теплового насоса $\mu_{АТНУ}$ при взаимном влиянии $T_{к.ПТУ}$, $T_{тв.пг1}$, $T_{св1}$, $G_{св}$

Из рис. 9, 10 видно, например, что при повышении $T_{к.ПТУ}$ коэффициент трансформации АТНУ увеличивается, а эксергетический КПД всей системы

снижается вследствие уменьшения срабатываемого теплоперепада в турбине и снижения КПД ПТУ. При этом, чем ниже температура T_{cb1} , тем выше $\mu_{АТНУ}$ и ниже значение η_e . С повышением температуры $T_{ТВ.пг1}$ коэффициент трансформации АТНУ незначительно увеличивается, однако эксергетический КПД всей системы существенно снижается по причине значительного увеличения перепада температур теплоносителей на горячей стороне абсорбера. Это приводит к росту потерь от внешней необратимости.

С энергетической точки зрения для снижения внешней необратимости целесообразно стремиться к предельно малому значению разности температур между теплоносителями в теплообменных аппаратах. Однако на практике это требование часто приводит к увеличению теплообменной поверхности и, соответственно, к удорожанию установки.

Несмотря на высокую энергетическую эффективность когенерационных теплоутилизационных систем, построенных с применением энергосберегающей теплонасосной технологии, их широкое внедрение в промышленности сдерживают довольно высокие первоначальные затраты на их приобретение и установку. Необходим поиск компромиссных решений, которые позволяют, не отступая значительно от обратимого протекания процессов, получить сравнительно компактную, менее металлоемкую и дешевую конструкцию.

Эта задача может быть решена при помощи термоэкономического метода [23–25], органически сочетающего в себе экономические и термодинамические показатели, и тем самым дающего возможность решать оптимизационные задачи посредством эксергетической технико-экономической оптимизации. При этом оптимизируются внутренние энергетические процессы в системе с целью увеличения степени её термодинамического совершенства и снижения уровня приведенных затрат на её создание и эксплуатацию.

Наличие в составе рассматриваемой когенерационной теплоутилизационной системы абсорбционной теплонасосной установки обуславливает протекание в ней нескольких сложных взаимосвязанных термодинамических и массообменных процессов. Поэтому вопросы эксерго-экономической оптимизации рассматриваемой системы целесообразно решать структурно-вариантным методом [25–27] на основе использования коэффициентов структурных связей, с помощью которых можно рассматривать каждый элемент в отрыве от системы.

В связи с этим получено обобщенное регрессионное уравнение функциональной взаимосвязи эксергетических КПД элементов системы и всей системы в целом:

$$\begin{aligned} \eta_e = & 21,6061878204346 - 0,395117491483688\eta_{e.m} + \\ & + 0,865216732025146\eta_{e.nz} - 0,387229800224304\eta_{e.k-u} + \\ & + 0,116352297365665\eta_{e.z} + 0,316142529249191\eta_{e.d} + \\ & + 0,0221583619713783\eta_{e.k} + 0,36931511759758\eta_{e.a}. \end{aligned} \quad (53)$$

В табл. 1 представлены коэффициенты влияния эксергетических КПД элементов на термодинамическое совершенство всей системы.

Таблица 1

Коэффициенты влияния эксергетических КПД элементов на термодинамическое совершенство всей системы

| Фактор | Степень влияния |
|---|-----------------|
| Эксергетический КПД турбино-электрогенераторного блока $\eta_{e.T}$ | 0,7669578 |
| Эксергетический КПД парогенератора $\eta_{e.пг}$ | 0,8900728 |
| Эксергетический КПД конденсатора-испарителя $\eta_{e.к-и}$ | 0,2882579 |
| Эксергетический КПД генератора $\eta_{e.г}$ | 0,7855726 |
| Эксергетический КПД дефлегматора $\eta_{e.д}$ | 0,6868756 |
| Эксергетический КПД конденсатора АТНУ $\eta_{e.к}$ | 0,8062127 |
| Эксергетический КПД абсорбера $\eta_{e.а}$ | 0,3794129 |

Из данных табл. 1 видно, что наиболее влиятельными элементами при последующей эксерго-экономической оптимизации являются парогенератор паротурбинной установки и конденсатор теплового насоса, а наименее – конденсатор-испаритель и абсорбер.

Как видно из результатов расчетов, данная когенерационная система обеспечивает утилизацию теплоты с достаточно низкими потерями во всем рассматриваемом диапазоне изменения варьируемых параметров. Такая высокая эффективность определяется тем, что низкопотенциальная теплота конденсации отработанного водяного пара в конденсаторе-испарителе превращается в теплоту, пригодную для практических целей – отопления и горячего водоснабжения.

7. SWOT-анализ результатов исследований

Strengths. Благодаря применяемому в исследовании методу эксергетического анализа обеспечивается возможность выявить природу внешних и внутренних потерь как по циклам в целом, так и по отдельным элементам рассматриваемой когенерационной системы, что нельзя учесть стандартными инженерными методами. Это позволяет наметить пути улучшения схемы и конструкции системы в целях снижения приведенных затрат на её создание и эксплуатацию.

Weaknesses. К недостаткам построенного программного комплекса расчета термодинамических и эксергетических характеристик когенерационной системы можно отнести то, что для упрощения расчетов не учитывалось сопротивление в соединительных трубопроводах. Поэтому давление в генераторе и дефлегматоре принималось равным давлению в конденсаторе, а давление в абсорбере – равным давлению в испарителе. Это, а также неучет неполноты процессов кипения, ректификации и абсорбции и потерь теплоты от внешнего охлаждения, снижает точность вычисления энергетических характеристик системы. Однако в связи с

наличием у рассматриваемого объекта нескольких взаимосвязанных теплообменных аппаратов и сложности протекающих в них термодинамических и массообменных процессов принятие подобных упрощений на данном этапе исследования снижает трудоемкость вычислений.

Opportunities. К перспективным исследованиям следует отнести рассмотрение задачи оптимального проектирования рассматриваемой когенерационной системы с учетом её экономических, экологических и энергетических показателей. При этом целесообразно включение в программный комплекс расчета соответствующих уравнений для учета гидравлических потерь в соединительных трубопроводах системы, неполноты процессов кипения, ректификации и абсорбции, потерь теплоты от внешнего охлаждения. Это в совокупности снижает энергетические показатели системы.

Threats. Несмотря на высокую энергетическую эффективность когенерационных теплоутилизационных систем, построенных с применением энергосберегающей теплонасосной технологии, потенциальных покупателей и инвесторов сдерживают при их внедрении довольно высокие первоначальные затраты на их приобретение и установку. При этом срок окупаемости подобных систем существенно зависит от наличия стабильных потребителей генерируемой ими тепловой и электрической энергии.

8. Выводы

1. На основе математического моделирования тепло- и массообменных процессов для рассматриваемой когенерационной системы построен программный комплекс расчета её термодинамических и эксергетических характеристик с целью проведения численных исследований показателей её энергетической эффективности. Для идентификации параметров состояния рабочего тела в узловых точках циклов абсорбционной теплонасосной установки получена база данных для расчета теплофизических свойств водоаммиачного раствора с учетом изменения его концентрации.

2. В результате численного эксперимента исследовано влияние на режимы работы когенерационной системы 4-х факторов:

- температур конденсации отработанного водяного пара в паротурбинной установке $T_{к.ПТУ}$;
- температур греющей технологической воды на входе в парогенератор паротурбинной установки $T_{тв.пг1}$;
- температур обратной сетевой воды на входе в тепловой насос $T_{св1}$;
- массового расхода сетевой воды $G_{св}$.

Установлено, что характер изменения значений эксергетического КПД когенерационной системы при взаимном влиянии варьируемых факторов $T_{к.ПТУ}$, $T_{тв.пг1}$, $T_{св1}$ и $G_{св}$ противоположен характеру изменения коэффициента трансформации абсорбционного теплового насоса.

3. Получено обобщенное регрессионное уравнение функциональной взаимосвязи эксергетических КПД элементов когенерационной системы и всей системы в целом. Проанализированы коэффициенты влияния эксергетических КПД элементов на термодинамическое совершенство всей системы. Наиболее

влиятельными элементами при последующей оптимизации являются парогенератор паротурбинной установки и конденсатор теплового насоса, а наименее – конденсатор-испаритель и абсорбер.

Литература

1. Psakhis, B. I. (1984). *Metody ekonomii sbrosnogo tepla*. Novosibirsk: Zapadno-Sibirskoe knizhnoe izdatelstvo, 160.
2. Orekhov, I. I., Timofeevskii, L. S., Karavan, S. V. (1989). *Absorbcionnye preobrazovateli teploty*. Leningrad: Khimiia, 207.
3. Galimova, L. V. (1997). *Absorbcionnye kholodilnye mashiny i teplovye nasosy*. Astrakhan: AGTU, 226.
4. Shubenko, A. L., Babak, N. U., Seneckiy, A. V., Malyarenko, V. A. (2012). Utilization of waste warmth of technological processes of the industrial enterprise for the purpose of electric power development. *Energoberezhenie. Energetika. Energoaudit*, 7 (101), 23–29.
5. Peris, B., Navarro-Esbrí, J., Molés, F., Mota-Babiloni, A. (2015). Experimental study of an ORC (organic Rankine cycle) for low grade waste heat recovery in a ceramic industry. *Energy*, 85, 534–542. doi: <http://doi.org/10.1016/j.energy.2015.03.065>
6. Van de Bor, D. M., Infante Ferreira, C. A., Kiss, A. A. (2015). Low grade waste heat recovery using heat pumps and power cycles. *Energy*, 89, 864–873. doi: <http://doi.org/10.1016/j.energy.2015.06.030>
7. Vedil, S. N., Kumar, A., Mahto, D. (2014). Waste heat Utilization of vapour compression cycle. *International Journal of Scientific and Research Publications*, 4 (1), 444–450. doi: <http://doi.org/10.23883/ijrter.2018.4376.dmnam>
8. Singh, S., Dasgupta, M. S. (2017). CO₂ heat pump for waste heat recovery and utilization in dairy industry with ammonia based refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, 78, 108–120. doi: <http://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.03.009>
9. Zhang, G., Li, Sh., Jiang, H., Xie, G. (2015). Application of Radial Heat Pipe to Heat Recovery of Flue Gas. *Proceedings of 5th International Conference on Advanced Engineering Materials and Technology*, 282–285. doi: <http://doi.org/10.2991/icaemt-15.2015.56>
10. Remeli, M. F., Kiatbodini, L., Singh, B., Verojporn, K., Date, A., Akbarzadeh, A. (2015). Power Generation from Waste Heat Using Heat Pipe and Thermoelectric Generator. *Energy Procedia*, 75, 645–650. doi: <http://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.477>
11. Utlu, Z., Önal, B. S. (2018). Thermodynamic analysis of thermophotovoltaic systems used in waste heat recovery systems: an application. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 13 (1), 52–60. doi: <http://doi.org/10.1093/ijlct/ctx019>
12. Qin, P., Chen, H., Chen, L., Wang, C., Liu, X., Hu, X. et. al. (2013). Analysis of recoverable waste heat of circulating cooling water in hot-stamping power system. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 15 (4), 741–746. doi: <http://doi.org/10.1007/s10098-012-0557-3>
13. Chepurnoi, M. N., Rezydent, N. V. (2013). Primenenie parokompressionnykh teplonasosnykh ustanovok dlia utilizacii sbrosnoi teploty kondensatorov parovykh turbin. *Naukovi praci VNTU*, 4, 1–7.

14. Kostiuk, A. G., Frolov, V. V., Bulkin, A. E., Trukhnii, A. D. (2001). *Turbiny teplovykh i atomnykh elektricheskikh stancii*. Moscow: Izdatelstvo MEI, 488.
15. Stoletov, V. M. (2007). *Teoreticheskie osnovy kholodilnoi tekhniki*. Kemerovo: KTIPP, 88.
16. Timofeevskii, L. S. (1997). *Kholodilnye mashiny*. Saint Petersburg: Politehnika, 992.
17. Bogdanov, S. N., Burcev, S. I., Ivanov, O. P., Kupriianova, A. V. (1999). *Kholodilnaia tekhnika. Kondicionirovanie vozdukh. Svoistva veschestv*. Saint Petersburg: SPbGAKHPT, 320.
18. Sakun, I. A. (1987). *Teplovye i konstruktivnye raschety kholodilnykh mashin*. Leningrad: Mashinostroenie, 423.
19. Komarov, N. S. (1953). *Spravochnik kholodilshchika*. Kyiv: Gosudarstvennoe izdatelstvo tekhnicheskoi literatury USSR, 396.
20. Brodianskii, V. M. (1988). Eksergeticheskii metod i perspektivy ego razvitiia. *Teploenergetika*, 2, 14–17.
21. Morosuk, T., Tsatsaronis, G. (2008). A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines. *Energy*, 33 (6), 890–907. doi: <http://doi.org/10.1016/j.energy.2007.09.012>
22. Morosuk, L. I., Grudka, B. G. (2017). Introduction to the Exergy Analysis of Absorption-Resorption Refrigeration Machine. *Refrigeration Engineering and Technology*, 53 (1), 4–10. doi: <http://doi.org/10.15673/ret.v53i1.533>
23. Kuznecov, M. A. (2012). Termoekonomicheskii analiz teplonasnoi sushilnoi ustanovki. *Problemy mashinostroeniia*, 15 (1), 36–42.
24. Kuznetsov, M., Kharlampidi, D., Tarasova, V., Voytenko, E. (2016). Thermoeconomic optimization of supercritical refrigeration system with the refrigerant R744 (CO₂). *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6 (8 (84)), 24–32. doi: <http://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.85397>
25. Kharlampidi, D. Kh., Tarasova, V. A., Kuznetsov, M. A. (2015). Advanced techniques of thermodynamic analysis and optimization of refrigeration units. *Industrial Gases*, 6, 55–64. doi: <http://doi.org/10.18198/j.ind.gases.2015.0802>
26. Macevitii, Iu. M., Kharlampidi, D. Kh., Tarasova, V. A., Kuznecov, M. A. (2016). *Termoekonomicheskaiia diagnostika i optimizaciia parokompressornykh termotransformatorov*. Kharkiv: ChP «Tekhnologicheskii Centr», 160.
27. Kharlampidi, D., Tarasova, V., Kuznetsov, M., Voytenko, E. (2017). Thermodynamic analysis of air-compression refrigerating machine based on the exergy cost theory. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5 (8 (89)), 30–38. doi: <http://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.112113>

The object of research is the energy processes occurring in the cogeneration system for the utilization of waste heat of industrial enterprises, consisting of a steam turbine plant and an absorption heat pump. One of the most problematic places during the development and design of such systems is that the thermal calculation of absorption heat pumps as a whole is a rather difficult task. This is due to the presence of several interconnected heat exchangers and the complexity of the thermodynamic and mass transfer processes occurring in them. During the research,

modern methods of analysis of thermodynamic systems were used, based on the application of the theoretical apparatus of technical thermodynamics and the theory of heat and mass transfer. On the basis of mathematical modeling of heat and mass transfer processes for the cogeneration system under consideration, a software package for calculating its thermodynamic and exergy characteristics is built with the aim of conducting numerical studies of its energy efficiency indicators. A database is obtained for calculating the thermophysical properties of a water-ammonia solution taking into account changes in its concentration to identify the solution state parameters at the nodal points of the cycles. Based on a numerical experiment, the energy and exergy parameters of the system are analyzed with a variation of 4 factors:

- 1) condensation temperature of the spent water steam in a steam turbine plant;*
- 2) heating process water temperature at the inlet to the steam generator of the steam turbine plant;*
- 3) reverse delivery water temperature at the inlet to the heat pump;*
- 4) mass flow rate of delivery water.*

A generalized regression equation of the functional relationship of the exergy efficiency of the elements of the cogeneration system and the entire system as a whole is obtained. The impact coefficients of exergy efficiency of elements on the thermodynamic perfection of the entire system are analyzed. Thanks to the method of exergy analysis used in the research, it is possible to identify the nature of external and internal losses both in cycles in general and in individual elements of the cogeneration system under consideration. And also the ways to improve its scheme and design are outlined.

Keywords: *exergy analysis, steam turbine plant, absorption heat pump, waste heat utilization.*