

## Absorption Chiller Efficiency Increasing at Waste Heat Recovery of Cogeneration Plants using a Vapor Compression Chiller as a Backup Cold Source

Kornilev A.N., Baranenko A.V., Malinina O.S.

Educational Center "Energy-Efficient Engineering Systems" ITMO University  
St. Petersburg, Russian Federation

**Abstract.** Cooling efficiency in a trigeneration cycles is one of the most frequently problems. A single-stage hot water absorption chiller is a universal solution for the gas engine waste heat utilization. However, trigeneration centers exploitation experience shows the need for a more detailed technical and economic analysis to achieve maximum efficiency of the three-generation cycle. The purpose of this article is to substantiate the use of two-stage absorption cycles increasing the utilization rate of waste gas heat. The study presents the results of assessing the efficiency of using energy resources on the example of a three-generation center with more than 14 years of exploitation experience, including two single-stage absorption chillers ( $Q_0= 0.65$  MW each) and a chiller with a screw compressor ( $Q_0= 0.8$  MW). A comparison of actual energy consumption with designed indicators was carried out. The influence of external and internal factors on the efficiency of heat recovery from a gas engine in single-stage absorption refrigeration machines with a water-heated generator is considered. The dependence of the change in the average annual cooling coefficient during the calendar year was obtained. Based on the study, proposals were formulated to improve the energy efficiency of refrigeration supply, giving an increase in refrigeration capacity of 6.1% with a commensurate reduction in the load on the screw chiller. The option of using a combined two-stage cycle chiller (type 2) under similar operating conditions showed a COP=1.43, which provides savings of 67.45 MWh of electricity or 5.4%, on an annualized basis (assuming only waste heat is used). Additional advantages of such a cycle include increased accuracy and stability of maintaining the water temperature at the absorption chiller evaporator due to more flexible adjustment of the temperature of the lithium bromide solution in the high-temperature generator.

**Keywords:** energy efficiency, trigeneration cycle, absorption lithium bromide single-stage chiller, heat utilization.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2024.1-61.07>

UDC: 621.574.013-932.2

**Creșterea eficienței utilizării unei mașini frigorifice cu absorbție pentru recuperarea căldurii din instalațiile de cogenerare într-o schemă care utilizează o mașină de compresie a vaporilor ca sursă de rezervă a frigului**

Korniliev A.N., Baranenko A.V., Malinina O.S.

Centrul Educațional „Sisteme de Inginerie Eficiente Energetice” Universitatea ITMO Sankt Petersburg,  
Federația Rusă

**Rezumat.** În sistemele autonome de alimentare cu energie electrică, se pune în mod regulat problema eficienței producției frigorifice. Adesea, un răcitor de apă caldă cu o singură etapă este o soluție universală pentru recuperarea căldurii reziduale dintr-o unitate cu piston cu gaz. Dar experiența de exploatare a complexelor de trigenerare arată necesitatea unei analize tehnico-economice mai detaliate pentru a obține eficiența maximă a ciclului de trigenerare. Scopul acestei lucrări este de a fundamenta utilizarea ciclurilor în două trepte cu mai multe generatoare care cresc rata de utilizare a căldurii gazelor reziduale. Scopul stabilit se realizează prin rezolvarea următoarelor sarcini: s-a realizat o evaluare a eficienței utilizării resurselor de combustibil și energie, verificând tendințele complexului de trigenerare, care include mașini frigorifice cu absorbție într-o singură treaptă; a fost efectuată o comparație a consumului real de energie cu indicatorii de proiectare; se ia în considerare influența factorilor externi și interni asupra eficienței recuperării căldurii de la un cogenerator cu piston cu gaz în mașinile frigorifice cu absorbție (MFA) într-o singură treaptă cu un generator încălzit cu apă. Cel mai important rezultat este calculul creșterii eficienței utilizării căldurii gazelor de eșapament în mașina frigorifică cu absorbție și creșterea corespunzătoare a coeficientului de capacitate frigorifică. Semnificația practică a rezultatului obținut este creșterea eficienței complexului de trigenerare în ansamblu cu scăderea impactului asupra mediului. Avantajele suplimentare ale unui astfel de ciclu includ precizia crescută și stabilitatea menținerii temperaturii lichidului de răcire la ieșirea evaporatorului MFA datorită ajustării mai flexibile a temperaturii soluției de bromură de litiu din generatorul de temperatură înaltă.

*Cuvinte-cheie:* eficiență energetică, ciclul de trei generări, răcitor cu o singură treaptă de bromură de litiu cu absorbție, utilizarea căldurii.

**Повышение эффективности применения абсорбционной холодильной машины для утилизации тепла когенерационных установок в схеме с использованием пароконденсационной машины в качестве резервного источника холода**

**Корнильев А.Н., Бараненко А.В., Малинина О.С.**

Образовательный центр «Энергоэффективные инженерные системы» Университет ИТМО  
Санкт-Петербург, Российская Федерация

**Аннотация.** В автономных системах энергоснабжения регулярно возникает вопрос эффективности получения холода. Зачастую одноступенчатая абсорбционная холодильная машина на горячей воде является универсальным решением по утилизации бросовой теплоты от газопоршневой установки. Но опыт эксплуатации тригенерационных комплексов показывает необходимость проведения более детального технико-экономического анализа для достижения максимальной эффективности тригенерационного цикла. Целью данной работы является обоснование применения двухступенчатых циклов с несколькими генераторами, повышающих коэффициент использования теплоты отходящих газов. Поставленная цель достигается решением следующих задач: проведена оценка эффективности использования топливно-энергетических ресурсов с проверкой трендов тригенерационного комплекса, включающего в себя одноступенчатые абсорбционные холодильные машины; проведено сравнение фактического потребления энергоресурсов с проектными показателями; рассмотрено влияние внешних и внутренних факторов на эффективность утилизации теплоты газопоршневого когенератора в одноступенчатых абсорбционных холодильных машинах с водяным обогревом генератора; получена зависимость изменения среднегодового холодильного коэффициента в течение календарного года. На основании проведенного исследования сформулированы предложения по повышению энергоэффективности холодоснабжения, дающие прирост холодильной мощности в 6.1% с соразмерным снижением нагрузки на пароконденсационный чиллер. Вариант использования абсорбционной холодильной машины двухступенчатого цикла (тип 2) в аналогичных условиях эксплуатации показал COP 1.43, что обеспечивает экономию 67.45 МВтч электроэнергии, 5.4%, в годовом исчислении (при условии использования только бросового тепла). Наиболее важным результатом является расчет повышения эффективности использования теплоты отходящих газов в абсорбционной холодильной машине и соответствующее увеличение коэффициента холодопроизводительности. Практическая значимость полученного результата состоит в увеличении эффективности работы тригенерационного комплекса в целом со снижением влияния на окружающую среду. К дополнительным преимуществам подобного цикла стоит отнести повышение точности и стабильности поддержания температуры теплоносителя на выходе из испарителя АБХМ за счет более гибкой регулировки температуры раствора бромида лития в высокотемпературном генераторе.

**Ключевые слова:** энергетическая эффективность, тригенерационный цикл, абсорбционная бромистолитиевая одноступенчатая холодильная машина, утилизация теплоты.

## ВВЕДЕНИЕ

Производство и применение абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин (АБХМ) в мировой экономике постоянно увеличивается. Их использование с приводом от возобновляемых источников энергии (ВИЭ) и вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) обеспечивает экономию энергии и повышение эффективности энергетических систем.

Научные обзоры мировой практики применения систем когенерации и тригенерации обращают внимание на необходимость всесторонней оценки при расчете экономического эффекта от внедрения той или иной системы энергообеспечения [1, 2]. В тоже время, отмечается, что при нахождении правильного баланса между потребителями электрической и

тепловой энергии, выделяются несколько очевидных преимуществ тригенерации: энергоэффективность, экологичность (не используется фреон), повышенный срок службы (в АБХМ отсутствует вибрация) [3, 4]. Наибольший экономический эффект от использования АБХМ достигается, как правило, в случае использования бросовой теплоты для обогрева генератора. Например, в исследовании [5] рассмотрено использование системы тригенерации на станции очистки сточных вод. По результатам моделирования были проанализированы расход топлива, выработка электроэнергии и эффективность системы. Для предлагаемой системы производство электроэнер-

гии увеличивается на 27%, холодопроизводительность в летний сезон составляет около 20 кВт. Результаты также показывают, что интеграция системы тригенерации на базе одноступенчатой АБХМ в очистную станцию обеспечивает повышение эффективности на 17.2%. В статье [6] приведены результаты исследования системы тригенерации, состоящей из когенерационных двигателей с приводом от природного газа, АБХМ с двухступенчатой генерацией раствора, работающей непосредственно от выхлопных газов двигателей, одноступенчатой АБХМ, использующей для привода горячую воду, вырабатываемую двигателями, и компрессорной холодильной машины, используемой для покрытия периодов пиковой нагрузки (принципиальная схема данного комплекса схожа с рассматриваемой в данной статье в качестве примера). Результаты анализа показали, что тригенерационная установка является эффективным способом снижения потребления первичной энергии и выбросов CO<sub>2</sub> до 24%. В работе [7] выполнен анализ системы тригенерации на базе одноступенчатой АБХМ для офисного здания. Результаты показали, что стоимость электроэнергии составила 0.15\$/кВтч. Основной целью исследования [8] являлся анализ системы тригенерации, объединяющей установку, работающую по циклу Ренкина, для производства электроэнергии и абсорбционный бромистолитиевый понижающий термотрансформатор (АБПНТ) для системы теплоснабжения. Анализ проводился для климатических условий Греции и Кипра. Результаты показали, что разработанная система тригенерации способна эффективно работать в течение 8 месяцев (с марта по октябрь), срок окупаемости в Афинах составил 12 лет, в Ларнаке – 7.8 года. В исследовании [9] разработана система тригенерации, состоящая из газотурбинной установки, утилизирующей тепло дымовых газов, геотермальной установки, работающей по циклу Ренкина для производства электроэнергии, и АБХМ с двухступенчатой генерацией раствора для системы теплоснабжения. Результаты показали, что выработка электроэнергии составила 423.4 кВт, теплопроизводительность – 384.7 кВт и холодопроизводительность – 106.3 кВт. Срок окупаемости системы тригенерации составил 6.7 года. В работе [10] выполнен сравнительный анализ систем тригенерации, в состав которой входят пароконпрессорная и абсорбционная бромистолитие-

вая холодильные машины. Результаты исследования показали, что система тригенерации на базе одноступенчатой АБХМ вырабатывает электроэнергию на 5.5% больше, чем система с использованием ПКХМ. В исследовании [11] рассмотрена солнечная тригенерационная установка, состоящая из фотоэлектрических коллекторов, одноступенчатых компрессорной и абсорбционной бромистолитиевой холодильных машин, объединенных в каскадную систему. В течение холодного периода года аккумулированная солнечная энергия используется для привода АБХМ. Выполнено квазистационарное моделирование, основанное на ежегодных метеорологических данных субтропических городов. Результаты показали, что в Гуанчжоу удельная годовая экономия электроэнергии системы на 17.3% выше, чем у сопоставимой фотоэлектрической системы и составила 170.6 кВтч/м<sup>2</sup>. Наиболее экономически целесообразная система получена в Чжухае, где годовая солнечная радиация близка к 1400 кВтч/м<sup>2</sup>, а цены на электроэнергию относительно высоки. В публикации [12] проведен сравнительный анализ систем тригенерации на базе абсорбционных водоаммиачной и бромистолитиевой холодильных машин. Результаты исследования показали, что наиболее эффективной является тригенерационная установка, в состав которой входит АБХМ с двухступенчатой генерацией раствора. Производство электроэнергии данной системой составило 206 МВт, теплопроизводительность – 7.26 МВт и холодопроизводительность – 27.28 МВт. Срок окупаемости системы – 12.9 лет. В работе [13] рассматривалась тригенерационная система, которая состоит из газовой турбины, установки, работающей по циклу Ренкина, опреснительной установки, АБХМ и термоэлектрических генераторов. Результаты показали, что использование солнечной энергии позволило снизить расход топлива с 0.371 кг/с до 0.1839 кг/с. В публикации [14] выполнена оптимизация системы тригенерации с приводом от природного газа и газа, получаемого в процессе газификации твердых бытовых отходов в климатических условиях Табриза (Иран). Система состоит из газотурбинной установки (ГТУ), одноступенчатой АБХМ и установки газификации биомассы. Результаты оптимизации показали, что годовая норма общих затрат снизилась с 1166.4 до 796.52 \$/час, срок окупаемости составил 2.1 года. Еще одним вектором развития с большим потенциалом выделяется использование

АБХМ в качестве утилизаторов тепла с целью получения температур кипения в испарителе до  $-2^{\circ}\text{C}$ , что расширяет карту применения систем тригенерации в пищевой, химической и фармацевтической промышленности [15,16].

В Российской Федерации применение АБХМ в качестве утилизаторов тепловой энергии от электрогенерирующего оборудования приобрело популярность в начале 2000-х годов. На сегодняшний день успел накопиться разносторонний опыт эксплуатации АБХМ, и можно проводить сравнение насколько точными оказались оценки затрат того или иного решения.

Наиболее популярным вариантом применяемого типа АБХМ являются одноступенчатые водяные, работающие по графику горячей воды  $90-95/70-75^{\circ}\text{C}$  (коэффициент COP 0.69–0.74). Выбор горячей воды в качестве источника тепла в генераторе обосновывался двумя факторами: удобство проектирования и самая низкая стоимость оборудования в закупке.

По опыту эксплуатации подобных комплексов следует выделить ещё несколько критериев, которые напрямую влияют на эффективность выбранного решения в эксплуатации: сезонность работы, характер нагрузки, тип градирни, качество воды, водоподготовка, наличие резервных источников питания, место установки и степень влияния окружающей среды на работу градирен. Любой из этих факторов может стать ключевым на этапе эксплуатации и исказить проектную эффективность.

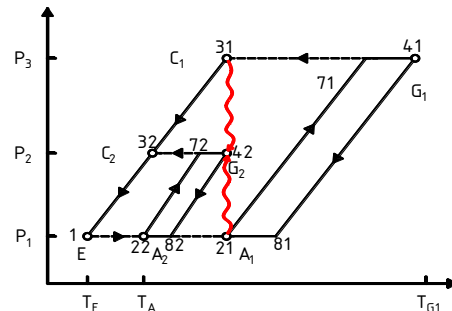
Эффективность каждого элемента тригенерационной системы по отдельности напрямую влияет на ее сбалансированность и надёжность в целом: повышения температуры конденсации в АБХМ позволяет использовать градирню компактнее и затрачивать меньшее количество воды на подпитку, но пагубно влияет на производительность чиллера. С другой

**ОПИСАНИЕ ЦИКЛА**

В описываемом цикле генератор и конденсатор второй ступени работают при промежуточном давлении. Теплота абсорбера и конденсатора первой ступени используется для обогрева генератора второй ступени, как показано на рисунке 2. Рабочая зона концентраций раствора в первой ступени выше, чем во второй. Раствор в абсорберах обеих ступеней абсорбирует пар из испарителя. Энтальпии слабых растворов на выходе из растворных теплообменников  $\text{TO}_1$  и  $\text{TO}_2$  определяются из тепловых балансов этих аппаратов. Удельные тепловые потоки  $q_{T1}$  и  $q_{T2}$

сторона, повышение температуры горячей воды в рубашке охлаждения двигателя ГПУ позволяет повысить среднюю температуру в генераторе АБХМ и добиться увеличения холодопроизводительности, но снижает эффективность выработки электрической энергии в когенераторе, делая фокус в сторону выработки холода [17]. Использование котла-утилизатора в контуре циркуляции ГПУ-АБХМ добавляет гибкости системе тригенерации и надежности (котел-утилизатор на порядок дешевле АБХМ, поэтому за счет него нивелируется риск прогорания генератора АБХМ из-за перегрева выхлопными газами), но в тоже время вдвое снижает COP холодильной машины [18 – 20].

В данной работе выполнена оценка термодинамического цикла двухступенчатой АБХМ с двумя генераторами, абсорберами и конденсаторами (рис. 1), использование которого позволило бы повысить эффективность использования бросовой теплоты во многих существующих комплексах. Для сравнительного анализа просчитано изменение эффективности выработки холода на примере рабочего тригенерационного комплекса.



31, 41, 71, 32, 72, 42, 1, 22, 82, 21, 81 - ключевые точки цикла // cycle key points

**Рис. 1. Двухступенчатый цикл АБХМ с двумя абсорберами и конденсаторами (Тип 2).<sup>1</sup>**

теплообменников растворов зависят от кратности циркуляции раствора  $a_1$  и  $a_2$  и рассчитываются следующим образом:

$$q_{T1} = a_1 (h_{71} - h_{21}) = (a_1 - 1) \cdot (h_{41} - h_{81}), \quad (1)$$

$$q_{T2} = a_2 (h_{72} - h_{22}) = (a_2 - x) \cdot (h_{42} - h_{82}), \quad (2)$$

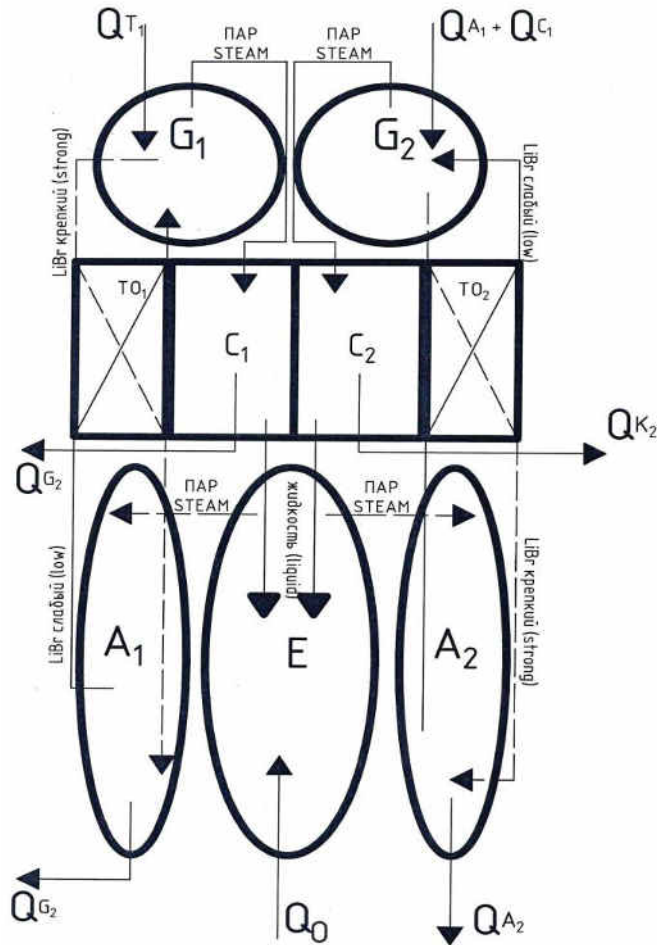
где  $a_1, a_2$  – кратность циркуляции раствора,  $h_{22...82}$  – энтальпии раствора.

Генератор  $G_1$  обогревается внешним источником с температурой  $150-170^{\circ}\text{C}$ . Теплота от  $A_1$  и  $C_2$  отводится охлаждающей водой. COP данного цикла в среднем на 18%

<sup>1</sup>Appendix 1

выше в сравнении с циклом с двухступенчатой генерацией раствора, и меньше расход охлаждающей воды, примерно на 25%,

поскольку теплота абсорбции абсорбера  $A_1$  используется для обогрева генератора  $G_2$ .



$Q_K$  – отведение теплоты на градирню охлаждающей жидкостью ( $20...38^\circ\text{C}$ ),  $Q_T$  – подведение теплоты от внешнего источника ( $110...145^\circ\text{C}$ ),  $Q_0$  – подведение охлаждаемой жидкости от внешнего источника ( $5...15^\circ\text{C}$ ),  $Q_{A1} + Q_{C1}$  – подведение теплоты  $A_1$  и  $C_1$  к  $G_2$ ,  $G_{1,2}$  – генераторы,  $C_{1,2}$  – конденсаторы,  $TO_{1,2}$  – растворные теплообменники,  $A_{1,2}$  – абсорберы.

$Q_K$  – heat removal to cooling tower ( $20...38^\circ\text{C}$ ),  $Q_T$  – heat input from external source ( $110...145^\circ\text{C}$ ),  $Q_0$  – chilled water input ( $5...15^\circ\text{C}$ ),  $Q_{A1} + Q_{C1}$  –  $A_1$  and  $C_1$  heat supply to  $G_2$ ,  $G_{1,2}$  – generators,  $C_{1,2}$  – condensers,  $TO_{1,2}$  – solution heat exchangers,  $A_{1,2}$  – absorbers.

**Рис.2. Принципиальная схема АБХМ, работающей по двухступенчатому циклу (тип 2).<sup>2</sup>**

При этом температуры греющих источников этих циклов одинаковы. Аналогом двухступенчатого цикла (тип 2) в большей степени является цикл с трехступенчатой генерацией раствора. В предлагаемом цикле одна ступень потока теплоты конденсатор-генератор заменена на ступень абсорбер – генератор. Это обеспечивает снижение температуры греющего источника примерно на  $25^\circ\text{C}$ . В сравнении с одноступенчатой машиной для АБХМ, работающей по этому циклу, расход охлаждающей воды и тепловая нагрузка на градирню примерно на 60% ниже.

### ПРИМЕР. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРИГЕНЕРАЦИОННОГО КОМПЛЕКСА И РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

В качестве частного примера взят один из исследуемых тригенерационных комплексов: энергетическая система завода по производству полиэтилентерефталат-преформ (ПЭТ-преформ), нашедших широкое применение в пищевой промышленности. Тригенерационный комплекс обеспечивает энергетическую автономию завода как в части бытовых, так и в части технологических нужд. Основными технологическими потребителями электрической и холодильной энергий являются автоматизированные ижекционно-литьевые станки

<sup>2</sup>Appendix 1

(термопластавтоматы), выделяющие большое количество теплоты в процессе изготовления пресс-форм. Электрическая мощность комплекса  $N_e = 2.0$  МВт, тепловая мощность  $Q_T = 2.4$  МВт, холодопроизводительность АБХМ  $Q_0 = 1.3$  МВт (2 АБХМ по  $Q_0 = 0.65$  МВт каждая). Тип АБХМ – одноступенчатая водяная (график горячей воды  $t_{h1}/t_{h2} = 95/75^\circ\text{C}$ , график

охлажденной воды  $t_{s1}/t_{s2} = 5/10^\circ\text{C}$ ), тип градирни – испарительная (график охлаждающей воды  $t_{w1}/t_{w2} = 27/32^\circ\text{C}$ ). Холодильный центр эксплуатируется круглый год при постоянной нагрузке. Принципиальная схема системы тригенерации предприятия представлена на рис. 3.

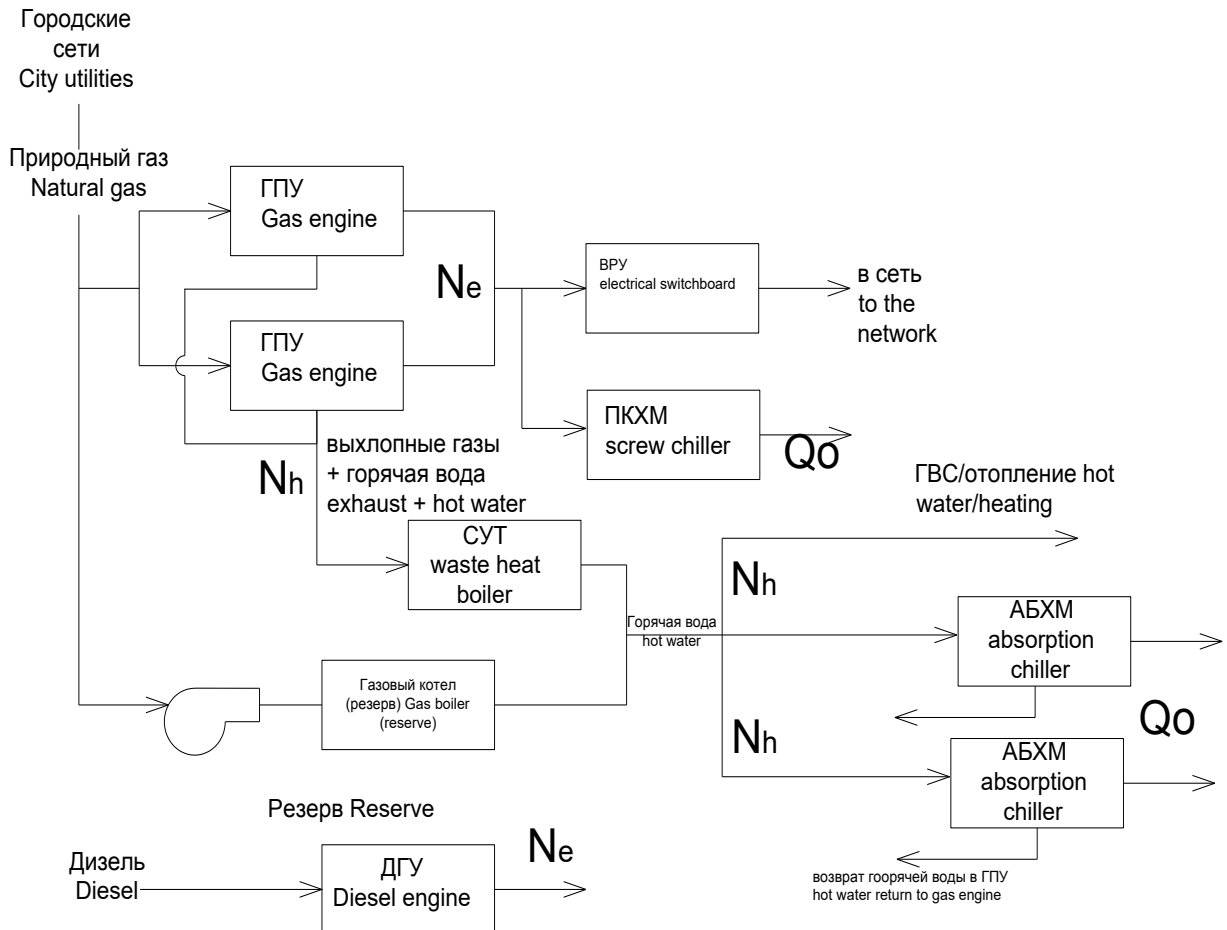


Рис. 3. Принципиальная схема тригенерации.<sup>3</sup>

Природный газ потребляется двумя газопоршневыми двигателями (ГПУ), подключенными параллельно в сеть. Отходящие выхлопные газы используются в качестве источника тепловой энергии и подогревают воду в двух котлах-утилизаторах номинальной мощностью по 0.66 МВт каждый. Максимальная температура газов на выходе из ГПУ –  $468^\circ\text{C}$ , на выходе из котла-утилизатора -  $120^\circ\text{C}$ . Расход выхлопных газов через один котел-утилизатор –  $211 \text{ м}^3/\text{мин}$ . При занижении расхода жидкость в котле-утилизаторе может прогреваться до  $140^\circ\text{C}$ , что потенциально может быть использовано для прогрева генератора двухступенчатой АБХМ. Также через систему утилизации тепла (СУТ) проходит горячая вода из

контура рубашки охлаждения ( $1.5$  МВт) двигателей ГПУ.

Стандартная температура на выходе из большинства ГПУ -  $90^\circ\text{C}$ . В рассматриваемой системе в теплообменниках рубашек охлаждения ГПУ предусмотрены дополнительные проходы, что позволяет прогреть воду, предназначенную для привода АБХМ, до  $95^\circ\text{C}$ . Повышение температуры воды увеличивает среднюю температуру водного раствора бромида лития при его выпаривании в генераторах АБХМ, что способствует интенсификации процесса кипения раствора LiBr. Вода после генераторов АБХМ с температурой  $70-75^\circ\text{C}$  возвращается в рубашки охлаждения двигателей. На случай простоя холодильных машин

<sup>3</sup>Appendix 1

для бесперебойной работы энергоцентра предусмотрены аварийные драйкулеры, которые байпасируют горячую воду с рубашки охлаждения ГПУ. Теплопроизводительность ГПУ может отличаться от номинальных значений в случае снижения нагрузки на электрическую сеть, поэтому для стабильного прогрева генератора АБХМ на случай резерва в схеме присутствует газовый котел, который при необходимости догревает горячую воду до заданной проектом температуры. Технологическая линия загружена круглогодично, всё оборудование в энергоцентре эксплуатируется круглосуточно: летом вся тепловая энергия утилизируется в АБХМ; холодильная мощность потребляется термопластавтоматами; электрическая энергия также потребляется технологической линией; остатки электрической мощности уходят на бытовые нужды завода, а горячая вода более низкого потенциала после АБХМ уходит на ГВС. В холодный период года снижается тепловая нагрузка от тех-

нологической линии, поэтому АБХМ работают с остановами, а тепловая мощность используется для отопления и горячего водоснабжения. Для привода 2-х АБХМ необходимо 1.86 МВт тепла ( $Q_0 = 1.3 / 0.7 = 1.86$  МВт.) Общая теплота, выходящая с установки,  $1.5 + 0.66 \times 2 = 2.82$  МВт. В номинальном режиме на нужды ГВС и отопления может быть использовано около 1 МВт теплоты.

При длительном регламентном обслуживании АБХМ, в качестве резервного источника холода используется моноблочный парокомпрессионный чиллер на базе винтовых компрессоров (холодопроизводительность  $Q_0 = 1.3$  МВт), с воздушным охлаждением конденсатора. В таблице 1 приведены паспортные электрические мощности оборудования, используемого для генерации холода по двум схемам. Электрическая мощность парокомпрессионного чиллера указывается с учетом мощности вентиляторов конденсатора (всего 12 АС-вентиляторов по  $N_э = 1.4$  кВт каждый).

Таблица 1<sup>4</sup>.

*Электрическая мощность по паспорту, кВт<sup>5</sup>*

Оборудование	АБХМ + АБХМ	АБХМ + ПКХМ
АБХМ 1	7.25	7.25
АБХМ 2	8.90	8.90
ПКХМ (макс.мощность)	-	217.14
Гидромодуль ХМ-потребитель	18.50	17.04
Гидромодуль ХМ-градирня	37.00	-
Вентиляторы градирни (общая)	30.00	-
ТЭН градирни	3.80	-
Сухой охладитель ГПУ (рабочий режим по звезде)	16.20	16.20
ИТОГО	121.65	266.53

Представленные в таблице 1 данные свидетельствуют о том, что при использовании двух АБХМ для генерации холода номинальная электрическая мощность задействованного

оборудования более чем в два раза ниже в сравнении с использованием АБХМ и ПКХМ. На рисунке 4 показана среднегодовая нагрузка на холодильный центр.

<sup>4,5</sup> Appendix 1

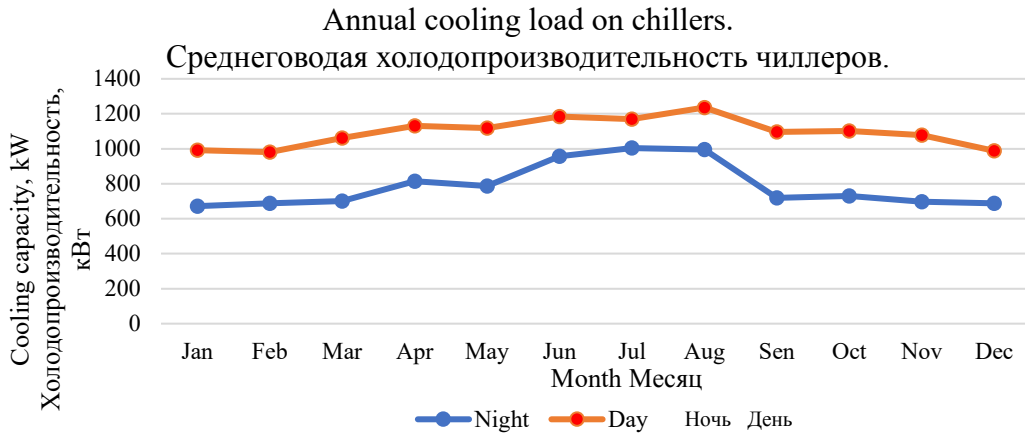


Рис.4. Дневная и ночная среднегодовые нагрузки.<sup>6</sup>

Из рисунка 4 следует, что отводимый от оборудования тепловой поток выше в дневное время (с 9 до 19 часов) и летние месяцы. Это связано с более высокими температурами окружающей среды в названные периоды времени. Холодопроизводительность центра охлаждения колеблется от 650 до 1250 кВт. Тепловой коэффициент АБХМ находится в диапазоне 0.69-0.74 в зависимости от внешних факторов в отличии от среднесуточного

холодильного коэффициента парокомпрессионного chillera (SEER), который с понижением температуры окружающего воздуха возрастает в полтора раза. Данные по холодильному коэффициенту берутся с фактических зафиксированных контроллером трендов. На рисунках 5-6 представлены графики изменения SEER в зависимости от времени года и среднечасового потребления электроэнергии холодильный центром в различных комбинациях.

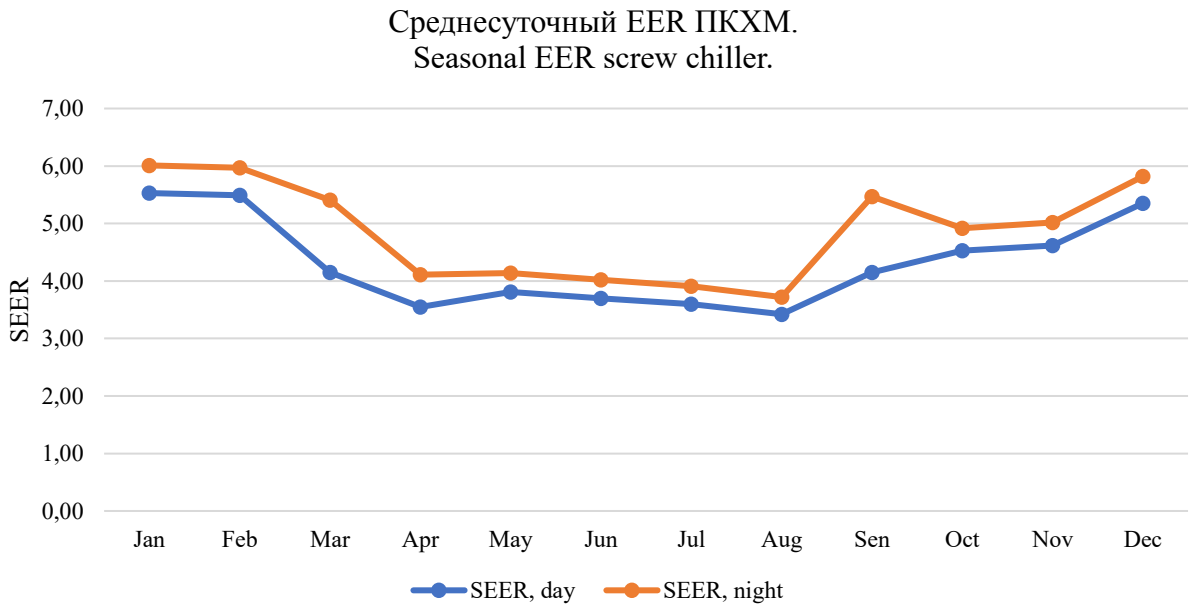


Рис.5. Изменение холодильного коэффициента ПКХМ.<sup>7</sup>

<sup>6,7</sup>Appendix 1



Среднесуточное энергопотребление холодильного центра.  
Annual electric power of the cooling center.

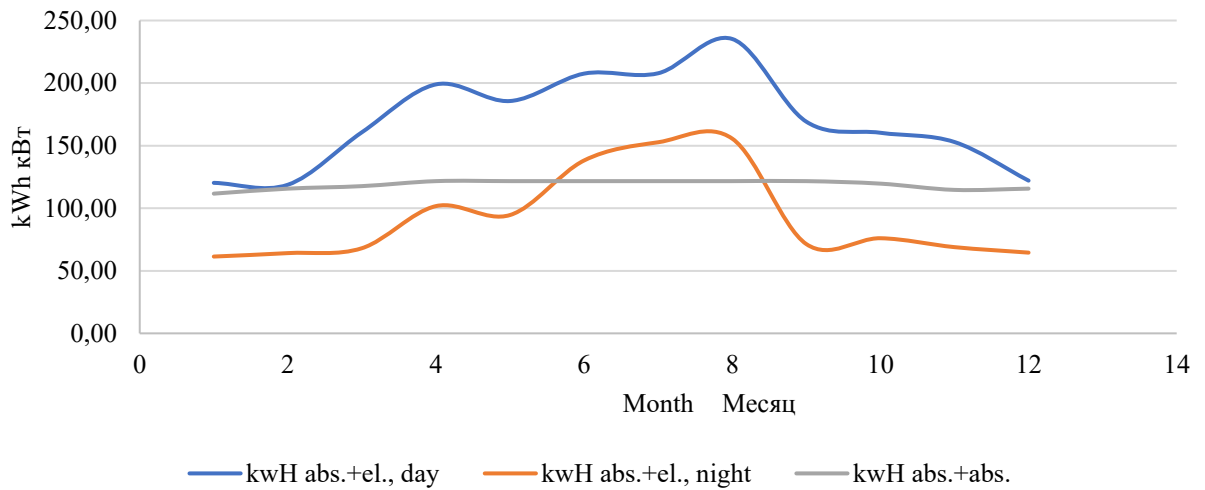


Рис.6. Среднегодовая электрическая мощность холодильного центра.<sup>8</sup>

Несмотря на превосходящую более чем в два раза номинальную электрическую мощность варианта холодоснабжения с винтовым чиллером, опыт эксплуатации показывает, что в ночное время потребление электроэнергии в паре АБХМ-ПКХМ меньше, чем в варианте АБХМ-АБХМ. Это обуславливается несколькими факторами: тепловая мощность одноступенчатой водяной АБХМ  $Q_T = Q_0 / \text{COP} = 650 / 0,7 = 930$  кВт, что почти на порядок выше в сравнении с ПКХМ в холодный период года. На отведение теплоты используется испарительная градирня с осевыми вентиляторами и циркуляционные насосы с постоянным расходом воды. В зимний период в испарительной

градирне используется ТЭН для подогрева воды в бассейне во избежание кристаллизации раствора бромида лития из-за попадания переохлажденной воды в конденсатор холодильной машины.

Для пуска АБХМ в холодный период года, а также в качестве дополнительной меры по контролю за температурой выходящей из градирни воды используется линия байпаса. С понижением температуры уличного воздуха объем воды «X», поступающий в градирню, уменьшается (рис. 7).

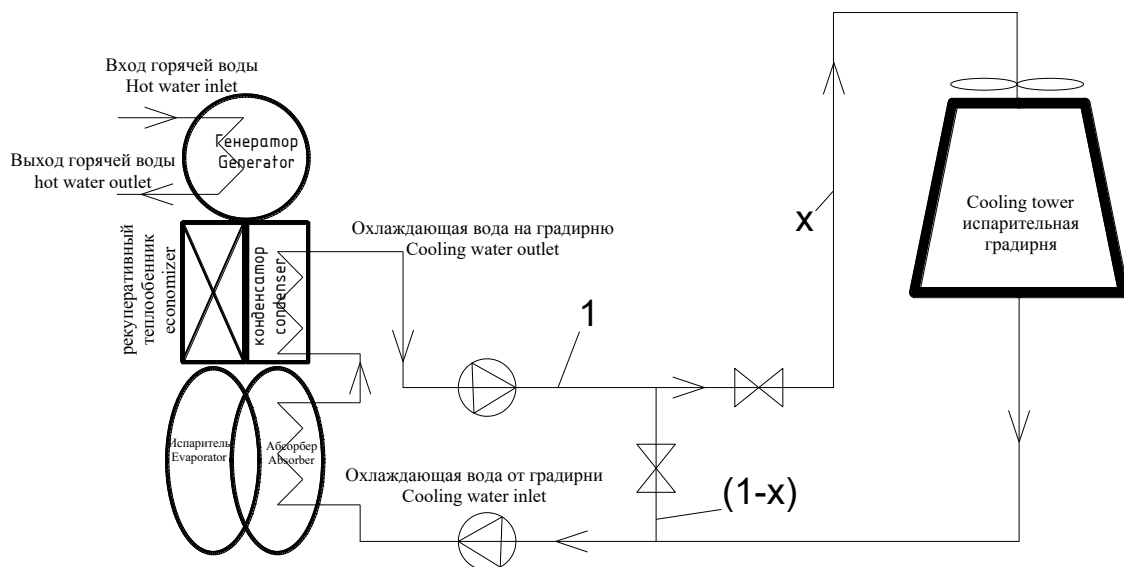


Рис.7. Принципиальная схема циркуляции охлаждающей воды конденсатора и абсорбера АБХМ.<sup>9</sup>

В холодный период года ПКХМ работает практически в режиме свободного охлаждения, так как для конденсации хладагента (фреона) хватает потенциала окружающего воздуха, а подключающийся компрессор работает на минимальных частотах. АБХМ служит утилизатором тепла и в случае ее простоя подключается аварийный охладитель для охлаждения рубашки двигателя когенератора. Выполненный мониторинг электропотребления системой охлаждения тригенерационного комплекса позволяет выполнить мероприятия по сокращению расхода электроэнергии на холодоснабжение. Целесообразным является в теплый период года для охлаждения использовать только АБХМ. В зимний период возможно комбинирование.

Дальнейшее повышение энергоэффективности системы охлаждения может быть достигнуто заменой одноступенчатых АБХМ на абсорбционные машины с более высоким теп-

ловым коэффициентом [18-22]. Эффективность АБХМ возможно повысить в два раза до  $COP = 1.35$ , снизив потери тепла путем ухода от промежуточных теплообменников, перейдя на двухступенчатый цикл с прямой утилизацией выхлопных газов от ГПУ [23. 24].

Ещё большей эффективности возможно добиться, снизив потери тепла в самой АБХМ, перейдя на работу по двухступенчатому циклу (тип 2): увеличить коэффициент использования бросовой теплоты и снизить расход охлаждающей воды на градирню.

Расчет  $COP$  цикла АБХМ, работающей по этому циклу, при исходных параметрах составляет 1.43, что дает прирост холодильной мощности в 6.1%. (потенциальный прирост холодопроизводительности ограничивается объемом имеющихся ВЭР). Соразмерное снижение нагрузки на пароконденсационный чиллер в годовом эквиваленте позволит сэкономить 67.45 МВтч электроэнергии, 5.4%, (рис.7).

Снижение среднесуточно энергопотребление холцентра.  
Annual electric power reduction of the cooling center.

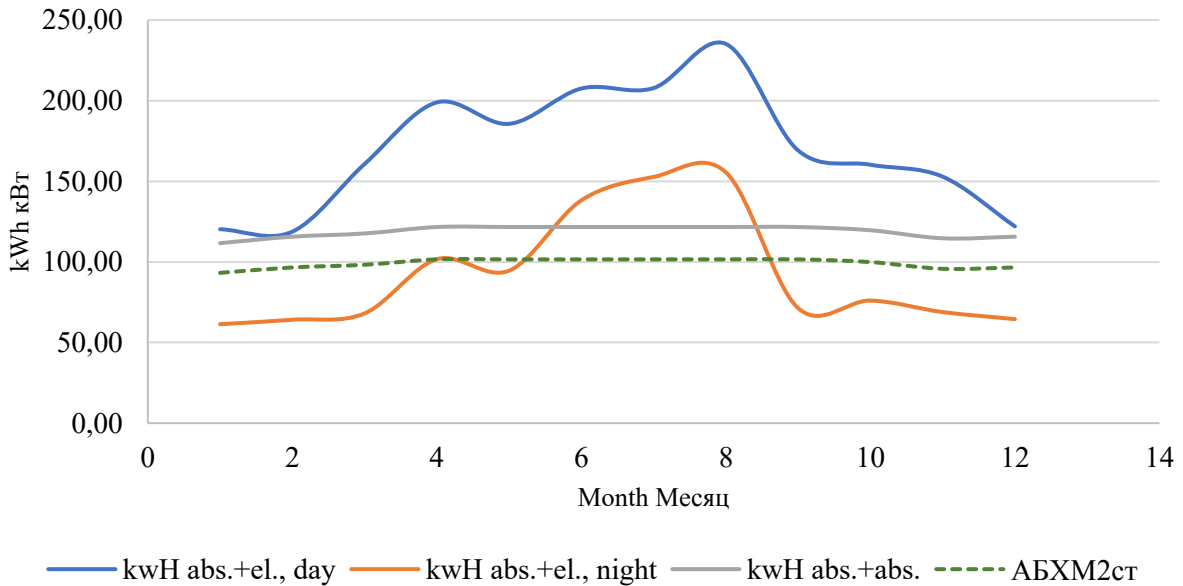


Рис.8. Расчетное снижение потребления электроэнергии при переходе на АБХМ с комбинированным двухступенчатым циклом (тип 2).<sup>10</sup>

**ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Авторами проанализировано энергопотребление систем охлаждения в тригенерационных комплексах, включающих в себя одноступенчатые АБХМ и ПКХМ для стабилиза-

ции работы. На основании анализа были предложены меры по повышению коэффициента холодопроизводительности АБХМ и эффективности тригенерационного комплекса в целом. Комбинированное использование АБХМ

<sup>10</sup> Appendix 1

и ПКХМ обеспечит снижение электропотребления при погодозависимом использовании. Дополнительный эффект достигается применением АБХМ, работающей по оптимизированному циклу. Рассмотрен вариант использования АБХМ двухступенчатого цикла (тип 2), COP которого в аналогичных условиях составляет 1.43. Это обеспечивает экономию 67.45 МВтч электроэнергии, 5.4%, в годовом исчислении.

#### APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

<sup>1</sup>Fig. 1. Two-stage absorption cycle with two generators, absorbers and condensers (type 2).

<sup>2</sup>Fig. 2. Two-stage absorption chiller principal scheme (type 2).

<sup>3</sup>Fig. 3. Three-generation principal scheme.

<sup>4,5</sup>Table 1. Designed electric power, kW.

<sup>6</sup>Fig. 4. Day and night average annual loads.

<sup>7</sup>Fig. 5. Screw chiller EER changings.

<sup>8</sup>Fig. 6. Cooling center average annual electric power, kW.

<sup>9</sup>Fig. 7. Absorber and condenser cooling water circulation scheme.

<sup>10</sup>Fig. 8. Designed reduction in electricity consumption in case of use two-stage absorption chiller (type 2).

#### Литература (References)

- [1] Manoylina S.Z. Pozhidaev I.A. *Trigeneratsia – alternativny istochnik energosberezeniia* [Three-generation – alternative source of the energy saving]. *Materialy mezhdunarodnoy hauchno-prakticheskoy konferencii “Energoeffektivnost’ i energosbezhenie.”* [Materials of the international science practic conference “Energy efficiency and energy savings”], 2021, p. 334-341 (in Russian).
- [2] Galimova L.V., Slavin R.B. *Analiz energoeffektivnosti energosberegayushey sistemy trigeneratsii* [Efficiency evaluation of the energy saving three-generation cycle]. *Holodilnaya tehnika – Refrigeration technology*, 2012, №3, p. 16-19 (in Russian).
- [3] Shelgunov A. V. *Sravnitelny analiz avtonomnyh energocentrov s kogeneratsiei i trigeneratsii* [Comparison evaluation of an autonomus energy centers based on three-generation and co-generation cycles]. *Silovoe i energeticheskoe oborudovanie. Avtonomye sistemy – Power and energy equipment. Autonomus systems*. 2019, V. 2, №3, p. 129-140 (in Russian).
- [4] Batenin V.M., Maslenikov V.M., Vyskubenko YU.A., Tcalo E.A., Shterenberg V. YA. *Parogazovaya energeticheskaya ustanovka dlya kombinirovanoy vyrabotki elektricheskoy energii, teploty i holoda (trigeneratsii)* [Steam-gas engine for combined energy production: electricity, heating and cooling (three-generation cycle)]. *Teplofizika vysokih temperature – High temperatures thermophysics*, 2014, V. 52, №6, p. 934-940.
- [5] Mehr A.S., Mosayeb Nezhad M., Lanzini A., Yari M., Mahmoudi S.M.S., Santarelli M. Thermodynamic assessment of a novel SOFC based CCHP system in a waste water treatment plant // *Energy*, 2018, Vol. 150 P. 299-309.
- [6] Ortiga J., Bruno J.C., Coronas A. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network // *Applied Thermal Engineering*, 2013, Vol. 50 (2), P. 1536-1542.
- [7] Zang G., Zhang J., Ratner A., Shi Y. Techno-economic analysis of a cooling, heating, and electricity trigeneration system based on downdraft fixed bed wood and tire gasification: Case study of a campus office building // *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2023, Vol. 55, P. 102939.
- [8] Bellos E., Tzivanidis C. Dynamic investigation and optimization of a solar-fed trigeneration system // *Applied Thermal Engineering*, 2021, Vol. 191 (5-6), P. 116869.
- [9] Cuan Z., Chen Y., Saravan Kumar M. Design, multi-aspect analyses, and multi-objective optimization of a novel trigeneration system based on geothermal and municipal solid waste energies // *Process Safety and Environmental Protection*, 2023, Vol. 177.
- [10] Karami M., Jalalizadeh M. Performance comparison and risk assessment of BIPVT-based trigeneration systems using vapor compression and absorption chillers // *Journal of Building Engineering*, 2023, Vol. 69 (3), P.106244.
- [11] Li Z., Chen H., Xu Y., Kim T.O. Comprehensive evaluation of low-grade solar trigeneration system by photovoltaic-thermal collectors // *Energy, 2020, Conversion and Management*, Vol. 215, P. 112895.
- [12] Ding Y., Liu Y., Chai Y., Han Y., Olumayegun O., Wang M Energy analysis and economic evaluation of trigeneration system integrating compressed air energy storage system, organic Rankine cycle with different absorption refrigeration systems. // *Journal of Energy Storage*, 2024 Vol. 75, P. 109552.
- [13] Izadi A., Ahmadi P., Mousavi S.B., Fakhari I. A comparative optimization of a trigeneration system with an innovative integration of solar Heliostat towers and Hydrogen production unit Sustainable Energy Technologies and Assessments 2021, Vol. 47 (1-2), P. 101522.
- [14] Asgari N., Saray R.K., Mirmasoumi S. Seasonal exergoeconomic assessment and optimization of a dual-fuel trigeneration system of power, cooling, heating, and domestic hot water, proposed for Tabriz, Iran // *Renewable Energy*, 2023, Vol. 206, P.192-213.

- [15] Stepanov K.I., Muhin D.G., Baranenko A.V., Volkova O.V. *Analiz COP termodinamicheskogo tsikla ABHM s dvustupenchatoy absorbtciyey pri poluchenii otritcatelnyh temperatur ohlazhdeniya* [COP evaluation of the two-stage absorption chiller thermodynamic cycle under the cooling temperatures below zero]. *Vestnik mezhdunarodnoy akademii holoda – Journal International Academy of Refrigeration*, 2016, №1, C. 86-92. (in Russian).
- [16] Leite C.A.A.F., Alcantara S.C.S., Ochoa A.A.V., Dos Santos C.A.C., Dutra J.C.C., Costa J.A.P., Michima P.S.A., Silva H.C.N. // Natural gas based cogeneration system proposal to a textile industry: a financial assessment // *Energy efficiency*, 2021, Vol. 14, №2, P. 1-24.
- [17] Xu Z. Y., Wang R. Z. Absorption refrigeration cycles: Categorized based on the construction. // *International journal of refrigeration*, 62 (2016), p 114-136.
- [18] Tran T.T.H. Comparison of the energy efficiency and environment effects of absorption chiller and vapor compression refrigeration // *Science journal of transportation*, 2021, Vol. 11, P. 177-184.
- [19] Lubis A., Jeong J., Giannetti N. [et al.]. Operation performance enhancement of single-double-effect absorption chiller // *Applied Energy*. 2018. Vol. 219. P. 299–311. DOI: 10.1016/j.apenergy.2018.03.046. (In English)
- [20] Castro J., Farnós J., Papakokkinos G. [et al.]. Transient model for the development of an air-cooled LiBr-H<sub>2</sub>O absorption chiller based on heat and mass transfer empirical correlations // *International Journal of Refrigeration*. 2020. Vol. 120. P. 406–419. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2020.08.030. (In English).
- [21] Sharifi S., Nozad Heravi F., Shirmohammadi R. [et al.]. Comprehensive thermodynamic and operational optimization of a solar-assisted LiBr/water absorption refrigeration system // *Energy Reports*. 2020. Vol. 6. P. 2309–2323. DOI: 10.1016/j.egyr.2020.08.013. (In English).
- [22] Sarabia Escriva E. J., Lamas Sivila E. V., Soto Frances V. M. Air conditioning production by a single effect absorption cooling machine directly coupled to a solar collector field. Application to Spanish climates // *Solar Energy*. 2011. Vol. 85. P. 2108–2121. DOI: 10.1016/j.solener.2011.05.019. (In English).
- [23] Wang J., Mao T., Sui J., Jin H. Modeling and performance analysis of CCHP (combined cooling, heating and power) system based on co-firing of natural gas and biomass gasification gas // *Energy*, 2015, Vol. 93, P. 801-815.

#### Сведения об авторах.



**Корнильев Алексей Никитович**, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО. Область научных интересов: ПКХМ, АБХМ и свободное охлаждение.  
E-mail: [ankornilev@itmo.ru](mailto:ankornilev@itmo.ru)



**Малинина Ольга Сергеевна**, кандидат технических наук, доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО. Область научных интересов: низкопотенциальная энергетика, АБХМ и термотрансформаторы.  
E-mail: [osmalinina@itmo.ru](mailto:osmalinina@itmo.ru)



**Бараненко Александр Владимирович**, доктор технических наук, профессор, советник при ректорате Университета ИТМО. Область научных интересов: ВИЭ, АБХМ и системы охлаждения на их основе.  
E-mail: [avbaranenko@itmo.ru](mailto:avbaranenko@itmo.ru)