

Analysis of the Energy Efficiency of the Air Conditioning System Based on Absorption Refrigeration Machine with Connection of Heat Pump and Solar Collectors

Mereutsa E.V., Sukhikh A.A.

National Research University «Moscow Power Engineering Institute»
Moscow, 111250 Russian Federation

Abstract. This article proposes and analyzes a circuit solution for providing heat supply to the generator of an absorption refrigeration machine (AHM) in centralized air conditioning systems using a heat pump unit (HPU) and solar collectors (SOL). Previously, such schemes have already been considered in the scientific works of Russian and foreign authors. The aim of the work is to propose new circuit solutions aimed at improving such systems, as well as confirming higher energy efficiency. This goal is achieved by solving the following problems: additional supply of the circuit with a common storage tank, operation of the absorption refrigeration machine generator and the condenser of the heat pump unit based on a common heat exchanger. Such a solution for the air conditioning complex based on an absorption refrigeration unit has been proposed for the first time. The most important results are the possibility of obtaining high values of the coefficient of performance, the possibility of achieving a number of technological advantages, increasing reliability and efficiency, as well as reducing the metal consumption of an absorption-type plant operating from solar collectors and a heat pump plant compared to similar systems. The significance of the obtained results lies in the fact that the use of a common storage tank and a combined heat exchanger (AHM generator / HPU heater) provides a significant increase in the coefficient of performance, a decrease in the metal consumption (reduction in costs) of the main equipment.

Keywords: air conditioning, absorption, absorption refrigeration machine, heat pump unit, heat conversion coefficient, solar collector, cooling capacity, coefficient of performance.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2023.1-57.08>

UDC: 621.377

Analiza eficienței energetice a unui sistem de aer condiționat bazat pe o mașină frigorifică cu absorbție cu racordarea unei pompe de căldură și a colectoarelor solare

Mereuța E.V., Suhih A.A.

«Universitatea Energetică din Moscova», Moscova, Federația Rusă

Rezumat. În articol se propune și se analizează o soluție schematică pentru alimentarea cu căldură a generatorului unei mașini frigorifice cu absorbție (MFA) în sistemele de aer condiționat centralizat folosind o instalație cu pompă de căldură (IPC) și colectoare solare. Anterior, astfel de scheme au fost deja luate în considerare în lucrările științifice ale autorilor autohtoni și străini. Scopul lucrării este de a propune noi soluții de circuite menite să îmbunătățească astfel de sisteme, precum și să confirme o eficiență energetică mai ridicată. Acest obiectiv este realizat prin rezolvarea următoarelor probleme: alimentarea suplimentară a circuitului cu un rezervor comun de stocare, funcționarea generatorului mașinii frigorifice cu absorbție și a condensatorului instalației cu pompă de căldură pe baza unui schimbător de căldură comun. O astfel de soluție pentru complexul de aer condiționat bazat pe o unitate frigorifică cu absorbție a fost propusă pentru prima dată. Cele mai importante rezultate sunt posibilitatea de a obține valori ridicate ale coeficientului de performanță, posibilitatea de a obține o serie de avantaje tehnologice, creșterea fiabilității și eficienței, precum și reducerea consumului de metal al unei centrale de tip absorbție care funcționează din colectoare solare și o instalație cu pompă de căldură în comparație cu sisteme similare. Semnificația rezultatelor obținute constă în faptul că utilizarea unui rezervor comun de stocare și a unui schimbător de căldură combinat (generator MFA / încălzitor IPC) asigură o creștere semnificativă a coeficientului de performanță, o scădere a consumului de metal (reducerea costurilor) a echipamentelor principale.

Cuvinte-cheie: aer condiționat, absorbție, mașină frigorifică cu absorbție, instalație cu pompă de căldură, coeficient de conversie termică, colector solar, capacitate de răcire, coeficient de performanță.

Анализ энергетической эффективности системы кондиционирования на базе абсорбционной холодильной машины с подключением теплонасосной установки и солнечных коллекторов
Мереуца Е.В., Сухих А.А.

ФГБОУ ВО «НИУ «Московский Энергетический Институт», Москва, Российская Федерация

Аннотация. В настоящей статье предлагается и анализируется схемное решение по обеспечению теплоснабжения генератора абсорбционной холодильной машины (АХМ) в системах централизованного кондиционирования с помощью теплонасосной установки (ТНУ) и солнечных коллекторов (СОЛ). Ранее подобные схемы уже были рассмотрены в научных работах российских и зарубежных авторов. Целью работы является предложение новых схемных решений, направленных на совершенствование таких систем, а также подтверждение более высокой энергетической эффективности. Поставленная цель достигается за счет решения следующих задач: дополнительное снабжение схемы общим аккумулялирующим баком, работа генератора абсорбционной холодильной машины и конденсатора теплонасосной установки на базе общего теплообменного аппарата. Такое решение для комплекса кондиционирования на базе абсорбционной холодильной установки предложено впервые. Наиболее важными результатами являются возможность получения высоких значений холодильного коэффициента, возможность достижения ряда технологических преимуществ, повышения надежности и экономичности, а также снижения металлоемкости установки абсорбционного типа, работающей от солнечных коллекторов и теплонасосной установки по сравнению с показателями аналогичных систем. Значимость полученных результатов состоит в том, что применение общего аккумулялирующего бака и объединенного теплообменного аппарата (генератор АХМ / нагреватель ТНУ) обеспечивает существенное повышение холодильного коэффициента, снижение металлоемкости (уменьшение затрат) основного оборудования.

Cuvinte—cheie: кондиционирование, абсорбция, абсорбционная холодильная машина, теплонасосная установка, коэффициент преобразования теплоты, солнечный коллектор, холодопроизводительность, холодильный коэффициент.

ВВЕДЕНИЕ

Холодильные машины абсорбционного типа (АХМ) широко представлены на рынке оборудования и систем централизованного кондиционирования. Установки, производимые в настоящее время, достаточно надежны и эффективны, имеют высокий уровень автоматизации контроля и управления режимами работы, не издают шума и вибрации, не требуют постоянного надзора и присутствия специалистов, а техническое обслуживание обычно ограничивается лишь проверкой систем и общим осмотром. Широкое применение АХМ для охлаждения воздуха в настоящее время ограничивается проблемами обеспечения большой тепловой мощности его генератора (нескольких сот киловатт). Для покрытия такой мощности требуется специальные системы производства или утилизации тепловой энергии. Необходимо наличие специальных устройств для производства или утилизации тепловой энергии: котлов, работающих на первичном топливе; котлов—утилизаторов уходящих газов; теплообменников на линиях теплофикационного снабжения; солнечных коллекторов или электронагревателей. Ясно, что использование электрического подогрева является наиболее затратным способом.

Проблемы обеспечения АХМ топливным устройством сжигания и соответствующими коммуникациями, зависимость абсорбционной машины от непрерывного потока высокотемпературного газа, сезонное отключение теплофикационных нагрузок, именно в летние дни, когда многократно возрастает потребность в кондиционировании — все эти перечисленные факторы ограничивают рамки широкого применения и конкурентоспособности АХМ на рынке холодильного оборудования.

В настоящей статье предлагается и анализируется схемное решение на основе включения в состав АХМ теплонасосной установки (ТНУ) и солнечных коллекторов (СОЛ). ТНУ используется не только для обеспечения работы генератора, но и для снятия части нагрузки по отводу теплоты в окружающую среду. На основе результатов расчета такой комплексной схемы доказывается в первую очередь возможность существенного повышения эффективности АХМ в системах централизованного кондиционирования.

Данная проблема широко изучается российскими и зарубежными авторами, но у каждого предлагаемого варианта имеются недостатки.

Эффективным решением существующей проблемы является использование

теплонасосной установки (ТНУ) и гелиоустановок для теплоснабжения генератора АХМ. Такой вариант помогает достичь более высокого холодильного коэффициента, повышая надежность системы. Однако, схемы, предложенные зарубежными и российскими учеными, существующих систем кондиционирования на базе АХМ с использованием ТНУ и солнечного коллектора достаточно сложны [1—22]. Кроме того, в ТНУ и солнечных коллекторах для снабжения горячей водой, использующейся в генераторе, требуется промежуточный водяной контур. Из—за потери теплоты в промежуточном контуре термодинамическая эффективность системы снижается.

В настоящей статье рассматривается вариант включения солнечного коллектора и ТНУ в состав АХМ. Теплоснабжение генератора АХМ обеспечивается тепловым насосом, который использует в качестве низкопотенциального источника поток воды на градирню, а также гелиоустановкой, вклад которой становится основным в дни максимальной солнечной инсоляции. В качестве рабочего вещества ТНУ, солнечных коллекторов и теплоносителя генератора АХМ предлагается использовать один и тот же фреон. В таком варианте исключаются сразу два промежуточных теплообменных контура. Целью настоящей работы является обоснование схемного решения системы кондиционирования на базе АХМ и гелиоустановок, выбор устройств и расчет основных параметров комплекса на различных рабочих телах.

Разработка комплекса кондиционирования на базе абсорбционной машины, теплового насоса и гелиоустановки является актуальной для систем центрального кондиционирования. Применение теплового насоса для обеспечения теплоснабжения генератора АХМ является эффективным мероприятием, которое даёт возможность решить ряд технических вопросов, в том числе добиться повышения холодильного коэффициента. Совместная работа ТНУ и солнечных коллекторов даёт наибольший эффект энергосбережения в дни максимальной солнечной инсоляции.

МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Объектом исследования является абсорбционная бромистолитиевая

холодильная машина с одноступенчатой регенерацией раствора АБХМ—600В—10 с модернизированным генератором, теплоснабжение которого обеспечивается тепловым насосом и блоком солнечных коллекторов.

Практическая значимость работы заключается в том, что предполагаемая компоновка открывает возможность более широкого применения абсорбционной холодильной машины в качестве системы кондиционирования, особенно в странах с жарким климатом. Использование фреона октафторциклобутана C_4F_8 (также, как и изобутана R600a) в качестве рабочего тела позволит повысить уровень не только термодинамической эффективности, но и экологической и технологической безопасности.

На рисунке 1 приведена принципиальная схема одноступенчатой АХМ, источником теплоснабжения генератора которой являются потоки рабочего вещества ТНУ и солнечных коллекторов. Теплонасосная установка и солнечные коллектора работают на одном фреоне на бак-аккумулятор-генератор. Генератор АХМ в этой схеме делается выносным (за пределами границы АХМ), он выполняет функцию конденсатора ТНУ и аккумулятора теплоты гелиоустановки.

В состав системы кондиционирования на базе одноступенчатой АХМ входит: абсорбер 1, испаритель АХМ 2, блок нагревателя ТНУ—генератора АХМ 3, конденсатор АХМ 4, первый регенеративный теплообменник АХМ 5, теплонасосная установка 6, солнечный коллектор 7, градирня 8, бак аккумулятора 9, компрессор ТНУ 10, второй регенеративный теплообменник ТНУ 11, испаритель ТНУ 12, дроссель 13 и насосы циркуляции 14, 15, 16, 17. Для контроля расход теплоносителя на схеме тоже показаны регулирующие клапаны 18.

Основные рабочие среды: а—вход горячей воды в генератор АХМ; б—выход охлаждающей воды из конденсатора АХМ; с—выход охлаждаемой воды из испарителя АХМ; d—вход охлаждаемой воды в испаритель АХМ; е—выход горячей воды из генератора АХМ; f—подвод охлаждающей воды к испарителю ТНУ; g—выход охлаждающей воды из испарителя ТНУ; h—вход охлаждающей воды в абсорбер АХМ.

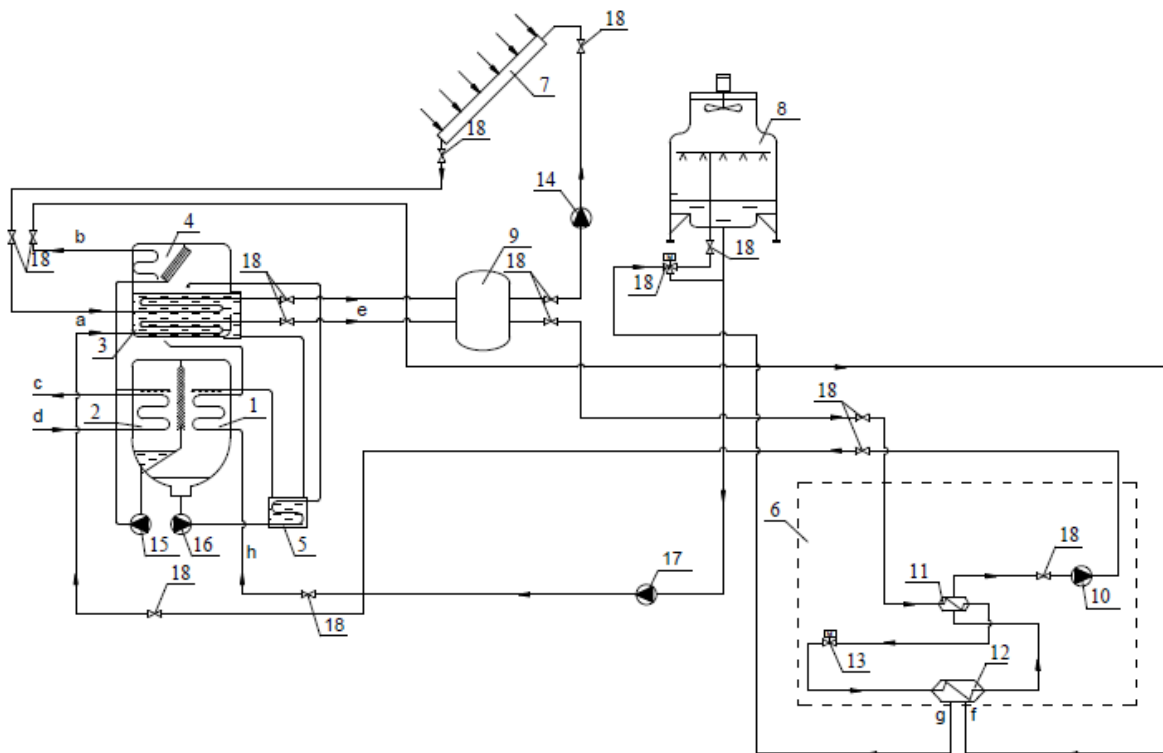


Рис. 1. Абсорбционная холодильная машина со встроенной теплонасосной установкой и солнечным коллектором¹

Система кондиционирования на базе одноступенчатой АХМ с подключением одноступенчатой ТНУ и солнечных коллекторов работает следующим образом. Охлаждаемая до необходимой температуры вода получается за счет испарения хладагента АХМ, который стекает вниз по мембранам. Процесс орошения хладагента по наружным поверхностям труб происходит с помощью циркуляционного насоса 15.

Пар, образующийся в испарителе 2, поступает в абсорбер 1, где он поглощается крепким (концентрированным) водным раствором бромида лития (Li—Br), стекающего в виде пленки по поверхности трубок. Охлаждающая вода, которая поступает от градирни 8, отводит теплоту, выделяемую в абсорбере 1. Концентрация раствора бромида лития снижается в результате поглощения водяного пара. Потом слабый раствор направляется в первый регенеративный теплообменник 5. После подогрева в теплообменнике раствор поступает в межтрубное пространство блока КГ 3. Тут вода из слабого раствора бромистого лития упаривается за счёт теплоты греющей среды из бака аккумулятора, конструкция которого предполагается следующей: бак

состоит из двух цилиндрических оболочек. Внутри цилиндра—конденсат-сборник. Снаружи бак с парафином (фазовый переход твердое—жидкое).

В блоке КГ процесс кипения раствора хладагента и испарения воды осуществляется поводом теплоты от фреона октафторциклобутан (C₄F₈) ТНУ и СОЛ. Конденсат фреона установки ТНУ и СОЛ собирается в баке аккумулятора 9, после которого часть фреона дросселируется в контуре ТНУ, часть конденсата уходит на подогрев в СОЛ. Охлаждающая вода с низкой температурой перед поступлением в градирню 8 предварительно охлаждается в испарителе ТНУ.

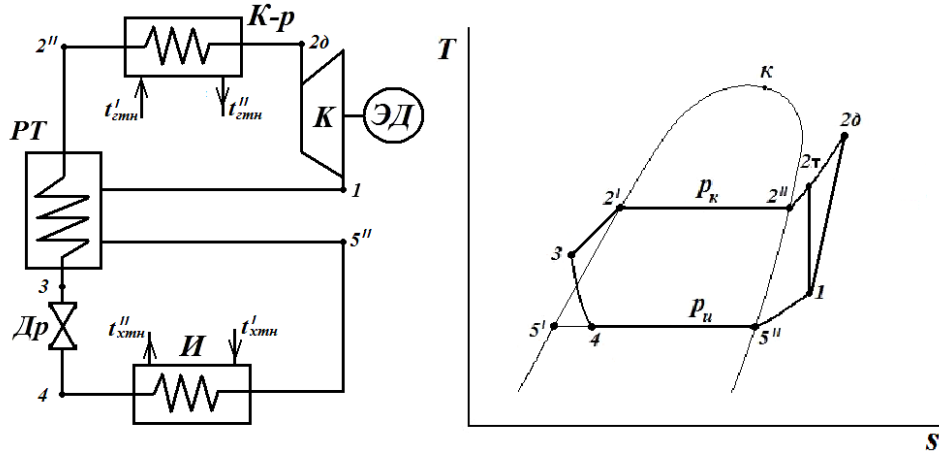
Крепкий раствор бромида лития из генератора возвращается на орошение абсорбера после отвода теплоты слабым раствором в первом регенеративном теплообменнике, а образующийся в генераторе водяной пар конденсируется в конденсаторе АХМ 4. Затем конденсат пара (хладагент) возвращается в первый испаритель и цикл замыкается. Охлаждающая вода отводит теплоту конденсации и потом проходит через второй испаритель ТНУ 12, где в свою очередь охлаждает в испарителе

¹ Appendix 1

теплонасосной установки и возвращается на градирню 8.

Теплонасосная установка 6 работает для переноса тепловой энергии от охлаждающей воды (с низкой температурой) к горячей воде, использующейся в генераторе абсорбционной холодильной машины.

На рисунке 2 показаны принципиальная схема ТНУ с регенерацией и термодинамический цикл теплового насоса



К — компрессор; ЭД — электродвигатель; К—р— конденсатор; РТ—регенеративный теплообменник; Др— дроссель; И— испаритель; $t'_{гтн}$ и $t''_{гтн}$ — температура «горячего» теплоносителя на входе и выходе из конденсатора установки; $t'_{хтн}$ и $t''_{хтн}$ — температура «холодного» теплоносителя на входе и выходе из испарителя установки; p_k — давление конденсации; p_u — давление испарения

Рис. 2. Принципиальная схема и рабочий цикл теплонасосной установки²

В качестве базовой машины выбрана абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина с водяным обогревом с одноступенчатой регенерацией раствора АБХМ—600В—10 (продукт компании «Теплосибмаш»).

Таблица 1³.

Технические характеристики АБХМ—600В—10⁴.

Параметры АБХМ—600В—10	Значение
Холодильная мощность, (кВт)	660
Расход греющей воды, (м3/ч)	83
Расход охлаждаемой воды, (м3/ч)	113
Расход охлаждающей воды, (м3/ч)	169
Электрическая мощность, (кВт)	3,5
Гидравлическое сопротивление контура, (м вод. ст.)	
— охлаждаемой воды	6,2
— охлаждающей воды	10,6
— греющей воды	2,1

Температура охлаждаемой воды (°С)	12/7
Температура охлаждающей воды (°С)	27/35
Температура греющей воды (°С)	115/105
Минимальная температура охлажденной воды (°С)	5
Допускаемое давление, (МПа):	
— охлаждаемой воды	1
— охлаждающей воды	0,6
— греющей воды	0,6
Характеристики электропитания	380В, 50 Гц
Габаритные размеры,(м)	
L — длина	4,7
B — ширина	1,65
H – высота	3,02

Один из основных оборудования системы АХМ—ТНУ—СОЛ является солнечным модулем, которые выполняет роль подогревателя греющей воды вместе с тепловым насосом. Для выбора подходящего

солнечного модуля, необходимо учитывать следующие моменты:

- рабочая температура теплоносителя модуля выше 115°C;
- блок солнечных коллекторов имеет модульную конструкцию, обеспечивающую проектируемую тепловую мощность.

В качестве исследуемого выбран вакуумно—трубный коллектор VTC—30, производства компании «Sunssystem».

Конструкция представляет собой две концентрически расположенные, одна внутри другой, стеклянные трубы, которые создают герметичное пространство без воздуха. Они сделаны из термозакаленного боросиликатного стекла. На поверхность внутренней трубы нанесено селективное покрытие, благодаря которому она функционирует как высокоэффективный абсорбер солнечного света. Технические характеристики приведены в таблице 2.

Таблица 2⁵.

Технические характеристики вакуумно—трубных коллекторов VTC—30⁶.

Элементы	VTC—30
Число вакуумных труб (шт)	30
Высота (мм)	1980
Ширина, толщина (мм)	2300/125
Общая поверхность (м ²)	4,55
Теплоноситель — жидкость	PG 50% (точка замерзания — 34°C)
Объем теплоносителя (л)	1,82
Расход теплоносителя (л/м ² ·час)	60—80
Материал вакуумных труб	Закаленное боросиликатное стекло SU—SS—ALN/AIN
Материал пластмассовых элементов	УВ устойчивая пластмасса RAL 9005
Материал/вид теплоносущих труб	Медь/heat pipe TU 1
Собирательный коллектор — кробка/изоляция ^{5,6} Appendix 1	Анодизированный алюминий/30 мм полиуретановая пена
Температура стагнации (°C)	221

Максимальная рабочая температура (°C)	180
Испытание на давление/максимальное рабочее давление (бар)	25/12
Вес (кг)	86
Диаметр/длина вакуумной трубы (мм)	58/1800
Расстояние между вакуумными трубами (мм)	75
Диаметр/количество теплоносущих труб (мм)	14/30
Вид/диаметр собирательной трубы (мм)	Мед/22
Вход/выход для теплоносителя (мм)	22
Максимальное число коллекторов, подсоединенных в одну цепь/общую усвоенную площадь (штуки/м ²)	6/28,2

Так как допустимый расход теплоносителя выбранного солнечных коллекторов довольно малый, поэтому в процессе расчета предполагается, что солнечный модуль покрывает только 25% мощности генератора АХМ. Остальную мощность генератора 75% покрывает ТНУ, работающая постоянно в базовом режиме.

Для обеспечения оптимальной мощности генератора и работоспособности АХМ необходимо подобрать теплонасосную установку, которая обеспечит температуру нагрева фреона до 120°C. Однако предложения серийно-выпускаемых высокотемпературных ТНУ на рынке нет. В силу этого основное теплообменное оборудование ТНУ: нагреватель, испаритель, должно быть разработано и изготовлено по индивидуальным проектам. Компрессор может быть подобран промышленного изготовления.

Для анализа эффективности всего комплекса кондиционирования в качестве рабочего вещества ТНУ и солнечных коллекторов рассмотрен фреон октафторциклобутан (RC318, с—C4F8). Такой хладагент обладает рядом преимуществ: отсутствует потенциал глобального потепления (GWP) и разрушения озонового слоя (ODP), его критическая температура достаточно высока для реализации полного фазового перехода в процессе кипения.

Расчет рабочих параметров цикла и процессов ТНУ производился по программе Национального Бюро Стандартов (США) [24].

Эффективность ТНУ оценивается, прежде всего, коэффициентом преобразования теплоты, представляющим собой отношение количества теплоты $q_1 = h_{2д} - h_2'$, сообщенной нагреваемому объекту, к работе $l_{ц} = h_{2д} - h_1$, подведенной на привод компрессора:

$$\mu_{ТНУ} = q_1 / l_{ц} \quad (1)$$

Результаты расчета цикла ТНУ на RC318 с учетом заданных исходных данных, в качестве которых используются температуры кипения t_H и конденсации t_K (либо температуры $t_{2д}$ для сверхкритических циклов) в теплообменных аппаратах, позволяют определить значения тепловой мощности всего ТНУ и его основных аппаратов:

$$Q_{ТНУ} = G_{RC318} \cdot (h_{2д} - h_2') \quad (2)$$

$$Q_H = G_{RC318} \cdot (h_{5''} - h_2') \quad (3)$$

$$Q_K = G_{RC318} \cdot (h_{2д} - h_1) \quad (4)$$

где G_{RC318} — расход фреона в контуре ТНУ определяется в соответствии с проектируемой мощностью ТНУ.

Мощность генератора АХМ складывается из мощностей ТНУ и солнечных коллекторов:

$$Q_{ГЕН}^{АХМ} = Q_{ТНУ} + Q_{СолКол} \quad (5)$$

Общий холодильный коэффициент преобразования блока централизованного кондиционирования АХМ-ТНУ-СолКол определяется по формуле:

$$\varepsilon_{АХМ-ТНУ-СолКол} = \frac{Q^{АХМ}}{N_{НАС}^{АХМ} + N_{КОМ}^{ТНУ} + N_{НАС}^{СОЛ}} \quad (6)$$

Результаты расчета цикла ТНУ представлены в таблице 3.

Таблица 3⁷.

Технические характеристики проектируемой теплонасосной установки на C₄F₈⁸.

Параметры	Значение
Коэффициент преобразования	3,1
температуры насыщения:	
температура испарения, °С	25
температура конденсации, °С	86
Давление после компрессора (МПа)	2,2682
Расход фреона (кг/с)	13,19
Мощность компрессора (кВт)	230,56
Мощность испарителя (кВт)	561,63
Мощность нагревателя (кВт)	693,23

Результаты расчета схемы АХМ—ТНУ—СОЛ с разными уровнями мощности СОЛ соответственно приведены в таблице 4—7.

В таблице 4 показаны характеристики комплекса, при котором солнечные модули работают на 100% от своей мощности.

Таблица 4⁹.

Технические характеристики схемы АХМ—ТНУ—СОЛ (100% СОЛ)¹⁰.

Параметры	Значение	
Холодильный коэффициент	5,39	
Холодопроизводительность (кВт)	660	
Установленная электрическая мощность АХМ (кВт)	3,5	
Потребляемая мощность компрессора ТНУ (кВт)	118,86	
Контур охлажденной воды	Температура на входе (°С)	12
	Температура на выходе (°С)	7
	Расход охлажденной воды (м ³ /ч)	113
Контур охлаждающей воды	Температура на входе АХМ (°С)	27
	Температура на выходе конденсатора АХМ (°С)	35
	Температура на выходе испарителя ТНУ (°С)	31,83
Контур греющей среды	Расход охлаждающей воды (м ³ /ч)	169
	Температура на входе КГ в контуре ТНУ (°С)	110,12
	Температура на выходе КГ в контуре ТНУ (°С)	105
	Температура на входе КГ теплоносителя в контуре СОЛ (°С)	115
	Температура на выходе КГ теплоносителя в контуре СОЛ (°С)	105

Количество модулей СОЛ		86
Тепловая мощность генератора (кВт)		924,3
Холодопроизводительность градирни (кВт)		944,1

Когда холодопроизводительности системы кондиционирования достигает 660 кВт (таблиц 4) схема дает возможность повышения холодильного коэффициента с исходного паспортного значения 0,7 до величины 5,39. С другой стороны, температура на входе градирни снижается от 35°C до 31,83°C, соответственно холодопроизводительность градирни АХМ также снижается на 39,5% (от 1563 кВт до

величины 944,1 кВт) за счет преобразования части низкопотенциальной энергии с помощью ТНУ в энергию необходимого температурного уровня для генератора АХМ. В таблице 5 приведены результаты расчета режима, в котором солнечные модули работают на 75% своей установленной мощности.

Таблица 5¹¹.

Технические характеристики схемы АХМ—ТНУ—СОЛ (75% СОЛ)¹².

Параметры		Значение
Холодильный коэффициент		5,05
Холодопроизводительность (кВт)		618,75
Потребляемая мощность компрессора ТНУ (кВт)		118,64
Контур охлажденной воды	Температура на входе (°C)	12
	Температура на выходе (°C)	7
	Расход охлажденной воды (м ³ /ч)	113
Контур охлаждающей воды	Температура на входе АХМ (°C)	27
	Температура на выходе конденсатора АХМ (°C)	35
	Температура на выходе испарителя ТНУ (°C)	31,62
	Расход охлаждающей воды (м ³ /ч)	158,43
Контур греющей среды	Температура на входе КГ в контуре ТНУ (°C)	110,12
	Температура на выходе КГ в контуре ТНУ (°C)	105
	Температура на входе КГ теплоносителя в контуре СОЛ (°C)	115
	Температура на выходе КГ теплоносителя в контуре СОЛ (°C)	105
Количество модуля СОЛ		65
Тепловая мощность генератора (кВт)		866,5
Холодопроизводительность градирни (кВт)		846,85

Когда мощность покрытия модуля снижается (75% по таблице 5), то показатели системы, следующие: холодопроизводительность АХМ – 618,75 кВт, холодильный коэффициент – 5,05, холодопроизводительность градирни снижается на 54% по сравнению с паспортным значением.

При режиме, в котором мощность солнечных коллекторов соответственно 50%,

основные показатели системы следующие: холодопроизводительность АХМ – 577,5 кВт, холодильный коэффициент – 4,72, холодопроизводительность градирни снижается на 48% по сравнению с паспортным значением.

Результаты расчета данного режима приведены в таблице 6.

Таблица 6¹³.

Технические характеристики схемы АХМ—ТНУ— СОЛ (50% СОЛ)¹⁴.

Параметры		Значение
Холодильный коэффициент		4,72
Холодопроизводительность (кВт)		577,5
Потребляемая мощность компрессора ТНУ (кВт)		118,64
Контур охлажденной воды	Температура на входе (°C)	12
	Температура на выходе (°C)	7
	Расход охлажденной воды (м3/ч)	113
Контур охлаждающей воды (°C)	Температура на входе АХМ (°C)	27
	Температура на выходе конденсатора АХМ (°C)	35
	Температура на выходе испарителя ТНУ (°C)	31,4
	Расход охлаждающей воды (м3/ч)	147,89
Контур греющей среды	Температура на входе КГ в контуре ТНУ (°C)	110,12
	Температура на выходе КГ в контуре ТНУ (°C)	105
	Температура на входе КГ теплоносителя в контуре СОЛ (°C)	115
	Температура на выходе КГ теплоносителя в контуре СОЛ (°C)	105
Количество модуля СОЛ		43
Тепловая мощность генератора (кВт)		808,76
Холодопроизводительность градирни (кВт)		752,6

В пасмурные дни, когда модуль СОЛ вырабатывает только 25% от заданной мощности, холодопроизводительность системы кондиционирования снижается до 536,25 кВт. Соответственно холодильный коэффициент – уменьшается до 4,38, а холодопроизводительность градирни становится равной 654,52 кВт. По этим расчётным результатам можно сделать вывод о том, что предполагаемая система кондиционирования на базе абсорбционных холодильных машин, которая оснащается теплонасосной установкой и солнечными коллекторами, может хорошо работать и при низком уровне солнечной радиации. Результаты расчета данного режима приведены в таблице 7.

По сравнению с распространенными системами кондиционирования на рынке комплекс на базе абсорбционной машины, теплового насоса и гелиоустановки обладает следующими преимуществами: более высоким холодильным коэффициентом, снижением потребления электрической энергии (особенно летом, когда потребность кондиционирования высокая, а вклад солнечных коллекторов становится существенным), используется экологически безопасное рабочее тело (фреон октафторциклобутан RC318).

Таблица 7¹⁵.

Технические характеристики схемы АХМ—ТНУ—СОЛ (25% СОЛ)¹⁶.

Параметры		Значение
Холодильный коэффициент		4,38
Холодопроизводительность (кВт)		536,25
Потребляемая мощность компрессора ТНУ (кВт)		118,64

Контур охлажденной воды	Температура на входе (°C)	12
	Температура на выходе (°C)	7
	Расход охлажденной воды (м ³ /ч)	113
Контур охлаждающей воды (°C)	Температура на входе КГ в контуре ТНУ (°C)	27
	Температура на выходе КГ в контуре ТНУ (°C)	35
	Температура на входе КГ теплоносителя в контуре СОЛ (°C)	31,1
	Температура на выходе КГ теплоносителя в контуре СОЛ (°C)	137,31
Контур греющей среды	Температура на входе КГ в контуре ТНУ (°C)	110,12
	Температура на выходе КГ в контуре ТНУ (°C)	100
	Температура на входе КГ теплоносителя в контуре СОЛ (°C)	115
	Температура на выходе КГ теплоносителя в контуре СОЛ (°C)	105
Количество модулей СОЛ		22
Тепловая мощность генератора (кВт)		750,99
Холодопроизводительность градирни (кВт)		654,52

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе анализа и расчета предполагаемой схемы кондиционирования на базе абсорбционных машин с подключением одноступенчатой ТНУ и гелиоустановок можно сделать следующие выводы:

1. Совмещение функций генератора АХМ, нагревателя ТНУ в одном аппарате и общим аккумулятором теплоты дает возможность повышения холодильного коэффициента всего комплекса, а также обеспечивает снижение нагрузки на градирню, а значит достигается снижение затрат на основное оборудование. При максимальном вкладе солнечных коллекторов схема даёт возможность повышения холодильного коэффициента с исходного паспортного значения 0,7 до величины 5,39. При этом температура на входе градирни снижается от 35°C до 31,83°C, соответственно, холодопроизводительность градирни АХМ также снижается на 39,5% (от 1563 кВт до величины 944,1 кВт) за счет преобразования части низкопотенциальной энергии с помощью ТНУ в энергию необходимого температурного уровня для генератора АХМ.

2. Предлагаемая схема дает возможность гибкого регулирования работы комплекса в случае перераспределения вклада ТНУ и солнечных коллекторов при обеспечении устойчивого теплоснабжения генератора АХМ в широком диапазоне инсоляционной

нагрузки. Гибкость регулирования и обеспечения необходимой холодопроизводительности комплекса кондиционирования при изменяющейся интенсивности солнечного подогрева реализуется за счет перераспределения нагрузки ТНУ и солнечного коллектора. При этом в полной мере используется такое свойство АХМ как возможность работы в существенном диапазоне изменения собственной холодопроизводительности.

3. Включение ТНУ в состав АХМ, а также совмещение функций генератора АХМ, конденсатора ТНУ в одном аппарате и включением общего аккумулятора теплоты, обеспечивает не только повышение энергетической эффективности всего комплекса централизованного кондиционирования, но и дает ряд технологических и экологических преимуществ по сравнению с такими источниками тепловой энергии как: котлы, работающие на первичном топливе; котлы — утилизаторы уходящих газов (или выхлопных); теплообменники на линиях теплофикационного снабжения или электронагреватели — таких как пожаро — взрывобезопасность в жилых и административных зданиях, независимость от месторасположения источников теплоты, отсутствие необходимости прокладки

дополнительных линий газопроводов или горячей воды (пара) и др.

4. Техническое решение о применении для теплоснабжения генератора АХМ с помощью солнечных коллекторов и ТНУ, изложенное в работе [22], в настоящей работе усовершенствовано. Предложение авторов статьи по совмещению функций генератора АХМ, конденсатора ТНУ в одном аппарате и включением общего аккумулятора теплоты является новаторским и защищено подачей заявки на изобретение №2784256.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

¹**Fig. 1.** Absorption chiller with integrated heat pump and solar collector.

²**Fig. 2.** Schematic diagram and operating cycle of a heat pump installation.

^{3,4}**Table 1.** Specifications АБХМ—600В—10.

^{5,6}**Table 2.** Specifications of vacuum tube collectors VTC—30.

^{7,8}**Table 3.** Technical characteristics of the projected heat pump installation on c—C4F8.

^{9,10}**Table 4.** Technical characteristics of the projected heat pump installation on c—C4F8.

^{11,12}**Table 5.** Technical characteristics of the scheme АХМ—ТНУ—СОЛ (100% ТНУ –75% СОЛ).

^{13,14}**Table 6.** Technical characteristics of the scheme АХМ—ТНУ—СОЛ (100% ТНУ –50% СОЛ).

^{15,16}**Table 7.** Technical characteristics of the scheme АХМ—ТНУ—СОЛ (100% ТНУ –25% СОЛ).

Литература (References)

[1] Mugnier D. [State of the art for solar thermal or PV cooling and refrigeration]. In *Proceedings of the Solar Heating & Cooling Program SHC 2014 Conference*. Beijing, China, 15 October 2014, pp. 1—8.

[2] Li Huang, Rongyue Zheng, Udo Piontek. Installation and Operation of a Solar Cooling and Heating System Incorporated with Air—Source Heat Pumps. *Energies paper*, 2019, pp. 1—10.

[3] Syed A., Izquierdo M., Rodriguez P., Maidment G., Missenden J., Lecuona A., Tozer R. A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid. *Int. J. Refrig*, 2005, vol. 28, no. 6, pp. 859—871.

[4] Pongtornkulpanich A., Thepa S., Amornkitbamrung M., Butcher C. Experience with fully operational solar—driven 10 ton LiBr/H₂O single—effect absorption cooling system in Thailand. *Renew. Energy*, 2008, vol. 33, no.5, pp. 943—949.

[5] Bermejo P., Pino F.J., Rosa F. Solar absorption cooling plant in Seville. *Sol. Energy*, 2010, vol. 84, no. 8, pp. 1503—1512.

[6] Lizarte R., Izquierdo M., Marcos J.D., Palacios E. An innovative solar—driven directly air—cooled LiBr—H₂O absorption chiller prototype for

residential use. *Energy Build*, 2012, vol. 47, pp. 1—11.

- [7] Balghouthi M., Chahbani M.H., Guizani A. Investigation of a solar cooling installation in Tunisia. *Appl. Energy*, 2012, vol. 98, pp. 138—148.
- [8] Marc O., Sinama F., Praene J.P., Lucas F., Castaing—Lasvignottes J. Dynamic modeling and experimental validation elements of a 30 kW LiBr/H₂O single effect absorption chiller for solar application. *Appl. Therm. Eng.*, 2015, vol. 90, pp. 980—993.
- [9] Xu Z.Y., Wang R.Z., Wang H.B. Experimental evaluation of a variable effect LiBr—water absorption chiller designed for high—efficient solar cooling system. *Int. J. Refrig.*, 2015, vol. 59, pp. 135—143.
- [10] Bahel V.O. Heat pumpassisted solar powered absorption system. Patent U.S., no. 4070870, 1978.
- [11] Aivars C., Turlays D.P., Zeltinsh N. Recovery of the waste heat by large capacity heat pumps for Riga city district heating system. *Modern science: researches, ideas, results, technologies*, 2013, pp. 1—13.
- [12] Kubo, Y. and Sakuma S. [High Temperature Heat Pump Research and Development]. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 1986, pp. 1—30.
- [13] Martin Forsén. *Heat pumps technology and environmental impact*. [Swedish Heat pump Association, SVEP, Member of the European Heat Pump Association EHPA]. Available at: https://partner.nibe.eu/Documents/NEW/nibe_eu/Expert_News/expertnews2014_nr4.pdf (accessed July 2005).
- [14] Emin Acıkkalpa, Suheyla Yerel Kandemirb, Mohammad H. Ahmadi. Solar driven Stirling engine — chemical heat pump — absorption refrigerator hybrid system as environmental friendly energy system. *Journal of Environmental Management*, 2019, vol. 232, pp. 455—461.
- [15] Ahmadi M.H., Ahmadi M.A., Bayat R., Ashouri M., Feidt M. Thermo—economic optimization of Stirling heat pump by using non—dominated sorting genetic algorithm. *Energy Convers. Manag.*, 2015, vol. 91, pp. 315—322.
- [16] Ahmadi M.H., Sayyaadi H., Hosseinzadeh H. Optimization of output power and thermal efficiency of solar-dish Stirling engine using finite time thermodynamic analysis. *Heat Tran. Asian Res.*, 2015, vol. 44, no. 4, pp. 347—376.
- [17] Ahmadi M.H., Ahmadi M.A., Mellit A.M., Pourfayaz F., Feidt M. Thermodynamic analysis and multi objective optimization of performance of solar dish Stirling engine by the centrality of entransy and entropy generation. *Int. J. Electr. Power Energy Syst.*, 2016, vol. 78, pp. 88—95.
- [18] Ahmadi M.H., Ahmadi M.A., 1 Feidt M. Performance optimization of a solar driven

- multistep irreversible Brayton cycle based on a multiobjective genetic algorithm. *OilGas Sci. Technol. Revue d'IFP Energ. Nouv.*, 2016, vol. 71, p. 16.
- [19] Formosa F., Despesse G. Analytical model for Stirling cycle machine design. *Energy Convers. Manag.*, 2010, vol. 51, pp. 1855–1863.
- [20] Iskander T., Musmar S.A. Thermodynamic evaluation of a second order simulation for Yoke Ross Stirling engine. *Energy Convers. Manag.*, 2013, vol. 68, pp. 149–160.
- [21] Karaca F., Kincay O., Bolat E. Economic analysis and comparison of chemical heat pump systems. *Appl. Therm. Eng.*, 2002, vol. 22, pp. 1789–1799.
- [22] Mereutsa E. V., Sukhikh A. A. Analiz energeticheskoy effektivnosti vklyucheniya teplonasosnoj ustanovki i solnechnyh kollektorov v sostav absorbcionnyh holodilnyh mashin v sistemah centralizovannogo kondicionirovaniya [Analysis of the energy efficiency of switching on a heat pump installation and solar collectors as part of absorption refrigeration machines in centralized air conditioning systems]. *Vestnik Mezhdunarodnoj akademii holoda – Herald of the International Academy of Refrigeration*, 2017, no. 2, pp. 43–49.
- [23] Agababov V.S., Sukhikh A.A., Kuznetsov K.I., Rogova A.A., Korshikova A.A. Eksperimentalnye issledovaniya rezhimov raboty teplonasosnoj ustanovki pri sovmestnoj vyrabotke teploty i holoda [Experimental study of operating modes of the heat pump system at the joint development of heat and cold]. *Novoe v rossijskoj elektroenergetike – New in the Russian power sector*, 2012, no. 9, pp. 26–38. (In Russian).
- [24] REFPROP 9.0: Reference Fluid Thermodynamic and Transport properties: Copyright 2007 by the U.S. Secretary of Commerce on behalf of the USA.

Сведения об авторах.



Мереуца Евгений Васильевич, старший преподаватель каф. ТОТ, НИУ «МЭИ», к.т.н. Область научных интересов: абсорбционные холодильные машины, тепловые насосы, солнечные коллекторы
E—mail: mereutsayv@mpei.ru



Сухих Андрей Анатольевич, профессор каф. ТОТ, НИУ «МЭИ», д.т.н. Область научных интересов: термодинамические процессы, термодинамическая эффективность систем и оборудования
E—mail: sukhikhaa@mpei.ru