

**ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN**

**АЛМАТЫ ТЕХНОЛОГИЯЛЫҚ УНИВЕРСИТЕТІ
АЛМАТИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ALMATY TECHNOLOGICAL UNIVERSITY**

**ХАЛЫҚАРАЛЫҚ ТОҢАЗЫТУ АКАДЕМИЯСЫ
МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА
INTERNATIONAL ACADEMY OF REFRIGERATION**



**VII ХАЛЫҚАРАЛЫҚ ҒЫЛЫМИ-ТЕХНИКАЛЫҚ КОНФЕРЕНЦИЯ
«ҚАЗАҚСТАН-ТОҢАЗЫТУ 2017»**

**VII МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
«КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2017»**

**VII INTERNATIONAL SCIENTIFIC AND TECHNICAL CONFERENCE
«KAZAKHSTAN-REFRIGERATION 2017»**

**Конференция баяндамаларының жинағы
15-16 наурыз, 2017 ж.**

**Сборник докладов конференции
15-16 марта 2017 г.**

**Proceedings of the Conference
March 15-16, 2017**

Алматы, 2017

УДК 621.56/59(063)
ББК 31.392
К14

Сборник докладов подготовлен под редакцией
доктора технических наук, академика **Кулажанова Т.К.**

Редакционная коллегия:

Цой А.П., Бараненко А.В., Кантарбаев Р.А.,
Шлейкин А.Г., Андреева В.И. (ответ.секретарь)

К14 Казахстан-Холод 2017: Сб. докл. межд.науч.-техн. конф. (15-16 марта 2017 г.) – Алматы: АТУ, 2017. – 285 с.

ISBN 978-601-263-389-4

В докладах представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований, проведенных в Казахстане, Германии, России, Японии и Украине по следующим направлениям: холодильная техника и компрессоростроение, теплохладоснабжение, системы кондиционирования воздуха и жизнеобеспечения, экология в холодильной промышленности, холодильная и пищевая технология. Сборник рассчитан на специалистов и ученых, работающих в областях холодильной, пищевой, химической, нефтеперерабатывающей промышленности, а также на специалистов по системам кондиционирования воздуха и жизнеобеспечения жилых, коммерческих зданий и спортивных комплексов.

УДК 621.56/59(063)
ББК 31.392

ISBN 978-601-263-389-4

© АТУ, 2017

СОЛНЕЧНЫЕ АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ И СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ТИПА

*Дорошенко А.В.¹, д.т.н., Людницкий К.В.¹, аспирант, Иванова Л.В.², магистр
Одесская национальная Академия пищевых технологий Украина
Одесский национальный политехнический университет Украина
E-mail: leesoul@mail.ru, kostik_odessa@ukr.net*

Сопряженные проблемы энергетики и экологии интенсифицируют поиск альтернативных решений в области холодильных и кондиционирующих систем. [1-7]. Разработанные решения для multifunctional солнечных систем охватывают нужды энергетики, химической и пищевой технологий и позволяют решать задачи охлаждения, не прибегая к традиционной парокомпрессионной технике. Это позволяет существенно улучшить их эко-энергетические показатели.

I. Разработанные схемные решения для солнечных систем тепло-хладоснабжения

Основная концепция создания солнечных multifunctional теплоиспользующих установок тепло-хладоснабжения и кондиционирования воздуха включает следующие позиции: – системы основаны на теплоиспользующем абсорбционном цикле открытого типа и состоят из осушительной части в составе абсорбер-осушитель – десорбер-регенератор, и охлаждающей части, в составе испарительных охладителей газов и жидкостей прямого (водоохладитель-градирня ГРД), или непрямого (воздухоохладитель НИО) типов; – поддержание непрерывности цикла обеспечивает альтернативный возобновляемый источник энергии, при этом источником тепла для работы десорбера-регенератора является солнечная система; – в солнечной системе используются плоские солнечные жидкостные коллекторы СКЖ (рис. 1, позиция 8), с полимерными теплоприемниками и другими элементами конструкции (прозрачное покрытие, корпусная часть) [1-2]. Принципиальные схемы разработанных солнечных систем представлены на рис. 1-4. Схемы включают (рис. 1): – осушительный блок в составе абсорбера-осушителя (1, 3) и десорбера-регенератора (5, 6), солнечную систему, в составе солнечных коллекторов СКЖ (8) и бака-теплоаккумулятора БТА, а также градирню технологического назначения, обслуживающую абсорбер (7); – охлаждающий блок, в составе воздухоохладителей непрямого испарительного типа НИО (2, 4) и водоохладителя-градирни ГРД (14). Таким образом, основная формула сборки блока охлаждения представляет собой варианты: АБР1 – НИО1 – АБР2 – НИО2 (рис. 1-3, ССКВ) и АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД (рис. 1-4, СХС). Первый вариант сориентирован на создание альтернативных систем кондиционирования воздуха ССКВ, второй на создание холодильных систем различного назначения СХС.

II. Базовая концепция создания солнечных multifunctional систем и тепломасообменной аппаратуры осушительного и охлаждающего контуров

Основная концепция создания тепломасообменной аппаратуры (ТМА) осушительного и охлаждающего контуров солнечных систем включает: – Используется модульная схема создания ТМА как в осушительной, так и охлаждающей частях схем на основе идентичных элементов (моноблоков), каждый из которых представляет собой автономную ступень для реализации заданного процесса; – Все ТМА (абсорберы, десорберы и испарительные охладители сред), унифицированы, и выполнены как поперечноточные аппараты пленочного типа с многоканальной насадкой регулярной структуры из полимерных материалов; – Абсорбер-осушитель может быть выполнен многоступенчатым, на основе идентичных моноблоков (рис. 2-4), каждый из которых представляет автономную ступень осушения воздушного потока; при этом схема может быть построена по формуле АБР1 – НИО1 – АБР2 – НИО2, либо АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД и состоять из двух ступеней осушения и охлаждения потока, установленных последовательно, что обеспечивает значительную глубину охлаждения «продуктового» потока (каскадная схема на рис. 2-4); – Десорбер-регенератор выполнен также двухступенчатым на основе идентичных моноблоков (позиции 5 и 6 на рис. 2), каждый из которых представляет автономную ступень восстановления концентрации абсорбента, в двухступенчатом варианте оформления десорбера раствор абсорбента последовательно проходит каждую ступень регенерации, в которую поступает «свежий» наружный воздух; – Схема осушительной части может быть построена так, чтобы каждая ступень регенерации была замкнута на соответствующую ступень абсорбера-осушителя воздуха, при этом на вторую ступень десорбера ДБР2 поступает только часть абсорбента после первой ступени ДБР1, и направляется на вторую

ступень охлаждения, в абсорбер АБР2; – В охлаждающей части схем, в варианте ССКВ, используется модуль НИО (в двухступенчатом варианте НИО1 и НИО2, включенные в схему после соответствующих ступеней абсорбции); – Число ступеней охлаждения (моноблоков) в сборке (число каскадов в схеме солнечной системы) охладителя определяется требуемым эффектом охлаждения и расчетным долевым расходом получаемого продукта.

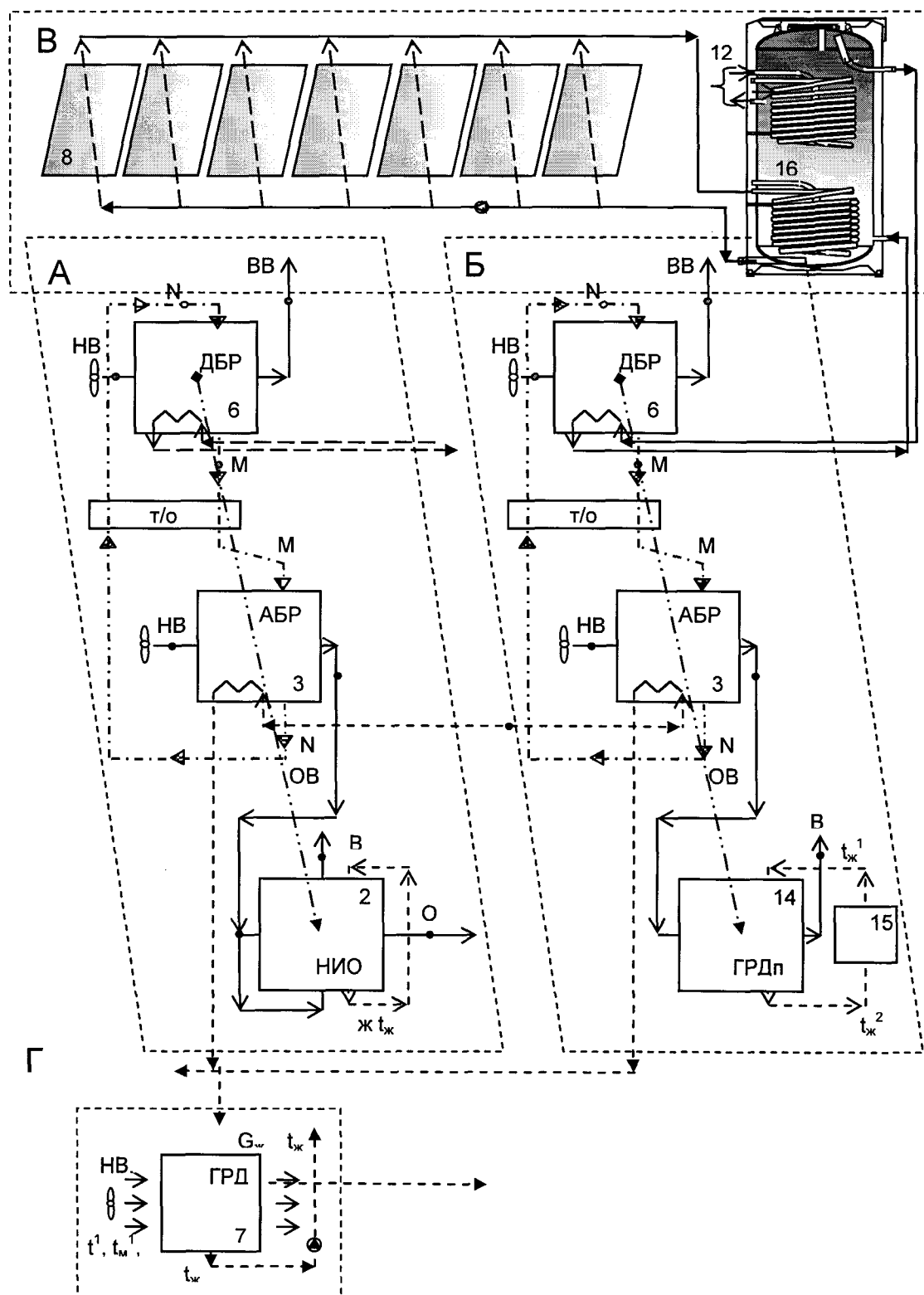


Рисунок 1 – Принцип построения основного (базового) элемента каскада многоступенчатой схемы ССКВ (А) и СХС (Б).

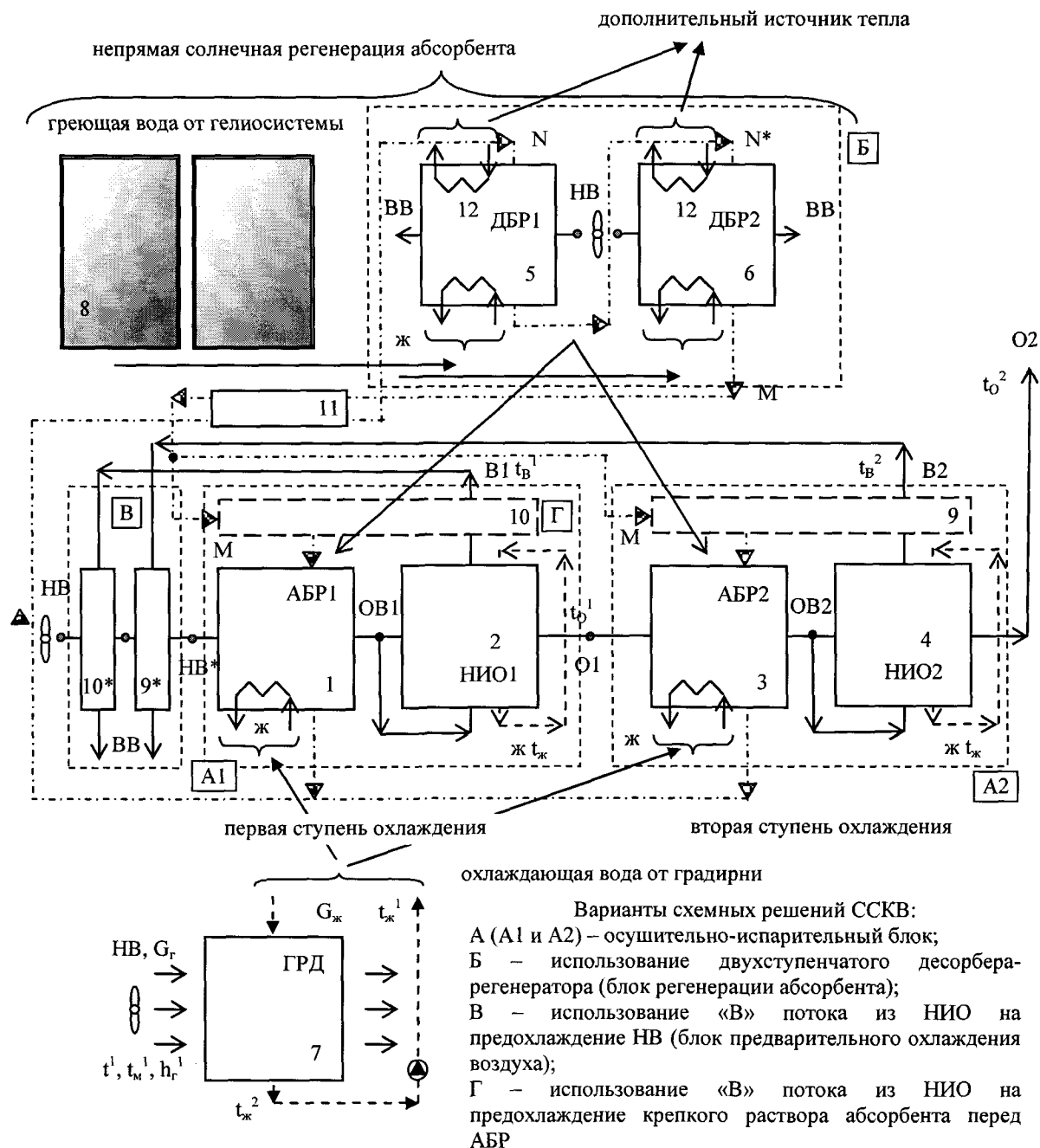


Рисунок 2 – Принципиальная схема ССКВ (формула АБР1 – НИО1 – АБР2 – НИО2).

Обозначения: 1, 3 – абсорбер-осушитель наружного воздуха АБР; 2, 4 – испарительный воздухоохладитель НИО; 5, 6 – десорбер-регенератор; 7 – градирня технологического назначения ГРДт; 8 – солнечная система, обеспечивающая процесс регенерации абсорбента (СКж); 9, 10, 11 – теплообменники; 12 – дополнительный греющий источник. НВ (П) – наружный воздух; ОВ – осушенный воздух; О – «основной» воздушный поток; В – «вспомогательный» воздушный поток для НИО; выбрасываемый в среду воздух для ГРД; N, М – крепкий и слабый растворы абсорбента

В испарительном воздухоохладителе непрямого типа НИО, получившем наибольшее распространение в последние годы [1-2, 4-7], воздушный поток, поступающий на охлаждение, делится на две части. Вспомогательный поток воздуха («В») поступает в «мокрую» часть охладителя, где контактирует с водяной пленкой, стекающей по поверхностям канала и обеспечивает испарительное охлаждение воды, которая, в свою очередь, охлаждает бесконтактно, через разделяющую стенку, основной воздушный поток («О», соответственно после каждой ступени

охлаждения O_1 и O_2). Этот «продуктовый» поток воздуха охлаждается при неизменном влагосодержании, что обеспечивает преимущества при создании на основе НИО систем кондиционирования воздуха ССКВ.

В качестве испарительного водоохладителя в схеме может использоваться «продуктовая» градирня ГРД (рис. 4-6), что обеспечивает получение «захоложенной» воды и может служить основой для создания как альтернативных холодильных систем СХС, так и систем кондиционирования воздуха ССКВ, с подачей холодной воды в помещение на вентилируемые водо-воздушные теплообменники.

III. Эффективность процесса испарительного охлаждения. В качестве естественного предела охлаждения воды в испарительном охладителе (ИО) прямого типа (градирне ГРД, рис. 3А) принято рассматривать температуру воздуха по мокрому термометру на входе в аппарат t_m^1 . На выходе из аппарата, в качестве предельного рассматривают состояние насыщенного воздуха, имеющего температуру поступающей на охлаждение воды $t_{ж}^1$ (воздух с энтальпией h_r^{2*}). Эффективность охлаждения воды в градирне $E_{ж}$ (степень охлаждения воды) и эффективность изменения состояния воздуха E_r (степень использования воздуха) характеризуется величинами:

$$E_{ж} = \frac{(t_{ж}^1 - t_{ж}^2)}{(t_{ж}^1 - t_m^1)}; \quad E_r = \frac{(h_r^2 - h_r^1)}{(h_r^{2*} - h_r^1)} \quad (1)$$

При этом можно полагать:

$$E_{ж} = f(1 = G_r/G_{ж}, t_{ж}^1, t_m^1); \quad E_r = f(1 = G_r/G_{ж}, t_{ж}^1, t_m^1) \quad (2)$$

В работах [1-3], при испытаниях пленочных градирен с насадкой регулярной упорядоченной структуры, подтверждено существование рассматриваемых зависимостей; при этом показано, что: рост относительного расхода воздуха $l = G_r/G_{ж}$ приводит к увеличению $E_{ж}$ и уменьшению E_r ; величины $E_{ж}$ и E_r оказываются независимыми от характера изменения величины $l = G_r/G_{ж}$ (путем изменения расход воздуха, или путем изменения расхода воды). Реальные значения пределов охлаждения воды и использования воздуха в градирне определяются, помимо значений t_m^1 и $t_{ж}^1$, величиной соотношением потоков $l = G_r/G_{ж}$ [1, 3]. Уравнение рабочей линии процесса определяется как равенство:

$$G_r \Delta h_r = G_{ж} c_{ж} \Delta t_{ж} \quad (3)$$

В предположении линейности равновесной линии можно получить следующие выражения для определения рассматриваемых величин, достаточно удобные для инженерной практики:

$$E_{ж} = \frac{|\Lambda - \Lambda e^{N(\Lambda-1)}|}{|1 - \Lambda e^{N(\Lambda-1)}|}, \quad E_r = \frac{|1 - e^{N(\Lambda-1)}|}{|1 - \Lambda e^{N(\Lambda-1)}|}, \quad N_{\Sigma} = \frac{\beta_h F}{G_r} = \int_{h_r^1}^{h_r^2} \frac{dh_r}{(h_r^* - h_r)} \quad (4)$$

где N – число единиц переноса суммарного тепла в системе, а β_h – коэффициент переноса суммарного тепла (в представлениях «метода энтальпийного потенциала» [3]). Полученные выражения все же затруднительны в практическом использовании. Можно получить эмпирические выражения для расчета требуемых величин эффективности процесса в ИО:

$$E_{ж} = c(1 - e^{-1.1\Lambda}); \quad E_r = c(1 - e^{-1.1\Lambda})\Lambda^{-1} \quad (5)$$

где $\Lambda = l / l_{нд}$; $l_{нд}$ – относительный минимальный расход воздуха. Когда $l = l_{нд}$ и $F = \infty$, на обоих концах градирни устанавливаются состояния равновесия. Условия эксплуатации градирни характеризуются характеристическим числом Λ [1, 3]. Форма выражения (5) удобна при представлении опытных данных для нужд расчетной практики при изучении процессов в испарительных охладителях как прямого (ГРД), так и непрямого (НИО) типов.

Эффективность процесса непрямого испарительного охлаждения воздуха. Применительно к процессу в НИО в качестве естественных пределов охлаждения основного и вспомогательного воздушных потоков можно рассматривать температуру полного воздушного потока по мокрому термометру t_m^1 , увеличенную на несколько градусов, в зависимости от соотношения расходов воздушных потоков в аппарате $l = G_o/G_b$: $t^0 = t_m^1 + \Delta t^*$, что связано с процессом переноса тепла в «явном» виде от основного к вспомогательному потоку через разделительную стенку и стекающую по поверхности «мокрого» канала жидкостную пленку, и соответствующим повышением температуры рециркулирующей через «мокрую» часть аппарата жидкости (воды), которая остается в цикле постоянной. Термическая эффективность НИО по основному и вспомогательному потокам:

$$E_o = (t_o^1 - t_o^2)/(t_o^1 - t^0); \quad E_b = (t_b^1 - t_b^2)/(t_b^1 - t^0) \quad (6)$$

$$E_o = f(1 = G_o/G_b t_n t^0); E_b(E_b^*) = f(1 = G_o/G_b t_n t^0) \quad (7)$$

Рабочая линия процесса в НИО связывает основные параметры основного «О» (температуру, поскольку он охлаждается при неизменном влагосодержании) и вспомогательного воздушного потока «В» (энтальпию, поскольку процесс в «мокрой» части аппарата связан с переносом тепла и массы) воздуха.

IV. Анализ возможностей многофункциональных солнечных систем. Анализ выполнен на основе ранее полученных в ОГАХ и ОНАХТ экспериментальных данных по эффективности процессов в ТМА осушительного и охладительного контуров [1-3]. Начальное влагосодержание наружного воздуха выбрано значительно выше критической величины $x^* \approx 12,5 \text{ г/кг}$, что требует обязательного осушения воздуха перед испарительным охлаждением среды (газа либо жидкости) для обеспечения комфортных параметров воздуха в ССКВ или требуемой температуры охлаждения в СХС. На рис. 3 в поле Н-Т диаграммы влажного воздуха показано протекание процессов в основных элементах солнечной системы применительно к схеме блока охлаждения с двухступенчатым (двухкаскадным) осушителем воздуха и испарительными охладителями непрямого типа НИО, оформленной по формуле: АБР1 – НИО1 – АБР2 – НИО2. Экспериментальные данные приведены по работе [1, 3] на насадке из алюминиевой гофрированной фольги с параметрами слоя: $d_3 = 12 \text{ мм}$; $H_{PH} = 400 \text{ мм}$. [3], и на насадке из многоканальных многослойных поликарбонатных плит с параметрами слоя: $d_3 = 15 \text{ мм}$, $H_{PH} = 400 \text{ мм}$. [1]. Для НИО, на основе ранее полученных в ОГАХ экспериментальных данных [1-3], принята величина эффективности процесса охлаждения по основному и вспомогательному потокам, равная $E_o = E_b = (t^1 - t^2)/(t^1 - t_M) = 0.65$, при эффективности теплообменников $E_{TO} = 0.8$. Температура воды, рециркулирующей через «мокрую» часть НИО, принята $t_{ж}^* = t_M^1 + 1,5-2,5^\circ \text{C}$. На самом деле эффективность охлаждения вспомогательного воздушного потока несколько выше, чем основного, величина E_b несколько выше чем E_o , а реальное значение величины $t_{ж}^*$ зависит от соотношения расхода воздушных потоков в «сухой» и «мокрой» частях НИО, $l = G_o/G_b$ [1, 3], так что результаты выполненного анализа носят предварительный характер и несколько занижены. На диаграмме Н/Т показана область комфортных параметров воздуха, обусловленная сочетанием температуры и относительной влажности воздуха в кондиционируемом помещении (КП) [1]. В соответствии со стандартом [Строительные нормы и правила СНиП 2.04.05-91 «Отопление, вентиляция и кондиционирование», Государственный строительный комитет СССР, Москва, 1997] зона оптимальных термовлажностных параметров для теплого (летнего) периода года ограничена изотермами 20 и 25°C и линиями $\phi = 30\%$ и 60% (на рис. 2 эта зона выделена серым цветом). Стандартом оговорена и расширенная комфортная зона с допустимыми параметрами: изотермами 18 и 28 °C, слева кривой $\phi = 30\%$, справа ломанной линией с характерными точками ($t = 27^\circ \text{C}$, $\phi = 60\%$; $t = 26^\circ \text{C}$, $\phi = 65\%$; $t = 25^\circ \text{C}$, $\phi = 70\%$; $t = 24^\circ \text{C}$, $\phi = 75\%$). По данным американской ассоциации инженеров по отоплению и вентиляции ASHRAE 55-56 [ASHRAE 1989 Fundamentals Handbook (SI)] для летнего периода комфортная зона ограничена изотермами $t = 10$ и 24°C и линиями $\phi = 30\%$ и 70%, то есть она несколько шире, чем указанные выше. Видно, что процесс абсорбции водяных паров из воздуха реализуется при последовательном снижении температуры в каждой ступени, что повышает эффективность процесса абсорбции и обеспечивает значительное возрастание потенциала испарительного охлаждения в каждой из ступеней испарительного охлаждения «продуктового» воздушного потока. В конечном итоге разработанная двухступенчатая (каскадная) схема обеспечивает возможность охлаждения «продуктового» воздушного потока значительно ниже температуры мокрого термометра наружного (поступающего в блок охлаждения) воздушного потока и даже ниже температуры точки росы ($t_o = 23,5^\circ \text{C}$ при $t_M^1 = 28,0^\circ \text{C}$ и $t_p^1 = 25,0^\circ \text{C}$, соответственно).

На рис. 4 представлено развитие схемных решений для СХС от одноступенчатой ГРД до двухкаскадного охладителя по формуле АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД. Показано протекание процессов в основных элементах солнечной системы применительно к схеме СХС, оформленной по формуле АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД. Здесь 2-5 и 4-6 – процесс изменения состояния воздушного потока в градири ГРД и $t_{ж}^1 - t_{ж}^2$ – соответствующий процесс испарительного охлаждения воды. Хорошо видно снижение уровня охлаждения воды в градири ГРД от $t_{ж}^2 = 32,50^\circ \text{C}$ для ГРД, работающей на наружном воздухе (НВ) до $t_{ж}^2 = 21,5^\circ \text{C}$ для двухкаскадной схемы. Приведенный пример соответствует очень «тяжелым» начальным климатическим условиям. В среднем, для среднеевропейских условий, когда влагосодержание НВ не превышает 15 г/кг, двухкаскадный охладитель СХС может обеспечить получение охлажденной жидкости на уровне нуля градусов, или

ниже. Это охватывает нужды энергетики, химической и пищевой технологии и позволяет решать задачи охлаждения, не прибегая к традиционной парокомпрессионной технике.

Эффективность охлаждения в каждой последующей ступени многоступенчатого охладителя снижается. Поскольку энергозатраты на движение теплоносителей через очередную ступень охладителя практически не изменяются, количество ступеней многоступенчатого охладителя должно выбираться с точки зрения инженерной оптимизации. Использование многоступенчатых испарительных охладителей в целях охлаждения сред и термовлажностной обработки воздуха позволяет снизить энергозатраты, в сравнении с традиционной парокомпрессионной техникой охлаждения, в среднем на 25-35% и существенно повысить экологическую чистоту новых решений [1-3].

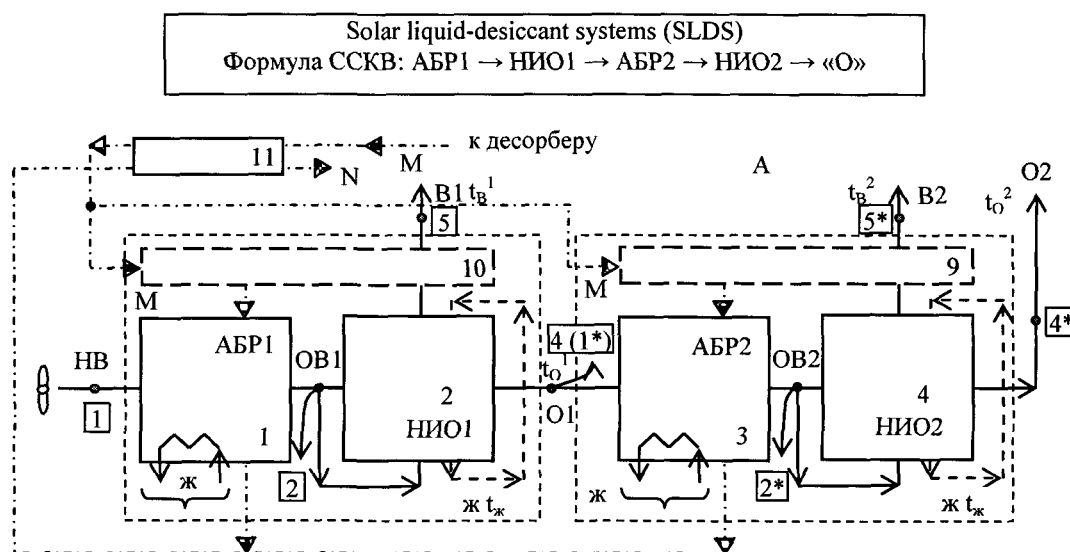
1. Многофункциональные солнечные системы основаны на теплоиспользующем абсорбционном цикле открытого типа и состоят из осушительной части (в составе абсорбер-осушитель – десорбер-регенератор) и охладительной части, в составе испарительных охладителей газов и жидкостей прямого (водоохладитель-градирня ГРД), или непрямого (воздухоохладитель НИО) типов; поддержание непрерывности цикла обеспечивает солнечная система.

2. Использование многоступенчатого абсорбера для осушения воздушного потока, как и использование многоступенчатого десорбера для восстановления концентрации абсорбента обеспечивают рост эффективности процесса абсорбции и существенное снижение пределов испарительного охлаждения сред (газов или жидкостей).

3. Блок охлаждения с двухступенчатым осушителем воздуха и испарительными охладителями непрямого типа НИО, оформленной по формуле АБР1 – НИО1 – АБР2 – НИО2 оптимален для создания альтернативных систем кондиционирования воздуха ССКВ; формула АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД позволяет создать солнечные холодильные системы СХС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дорошенко, А. В. Альтернативная энергетика. Солнечные системы тепло-хладоснабжения: монография / А. В. Дорошенко, М. А. Глауберман. – Одесса : ОНУ, 2012. – 446 с.
2. Горин, А. Н. Солнечная энергетика. (Теория, разработка, практика)/ А.Н. Горин, А.В. Дорошенко. – Донецк : Норд-Пресс, 2008. – 374 с.
3. Дорошенко, А. В. Компактная тепломассообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчет, инженерная практика) Докторская диссертация, Одесский институт низкотемпературной техники и энергетики. – Одесса, 1992. – т. 1. – 350 с., т. 2. – 260 с.
4. Foster, R.E., Dijkstra, E. Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide // International Conference of Applications for Natural Refrigerants' 96, September 3-6. – Aarhus, Denmark, IIF/IIR, 1996. – P. 101 – 109.
5. McNab, John L., McGregor, Paul. Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessiccant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. // 21st International Congress of Refrigeration IIR/IIF – Washington, D.C, ICR0646, 2003.
6. Stoitchkov, N. J., Dimirov, G.J. Effectiveness of Crossflow Plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling. // Int. J. Refrig., vol. 21, no. 6. – 1998. – P. 463 – 471.
7. Zhao, X., Liu, S., Riffat, S.B., Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems. // Building and Environment 43. – 2008. – P. 1902 – 1911.



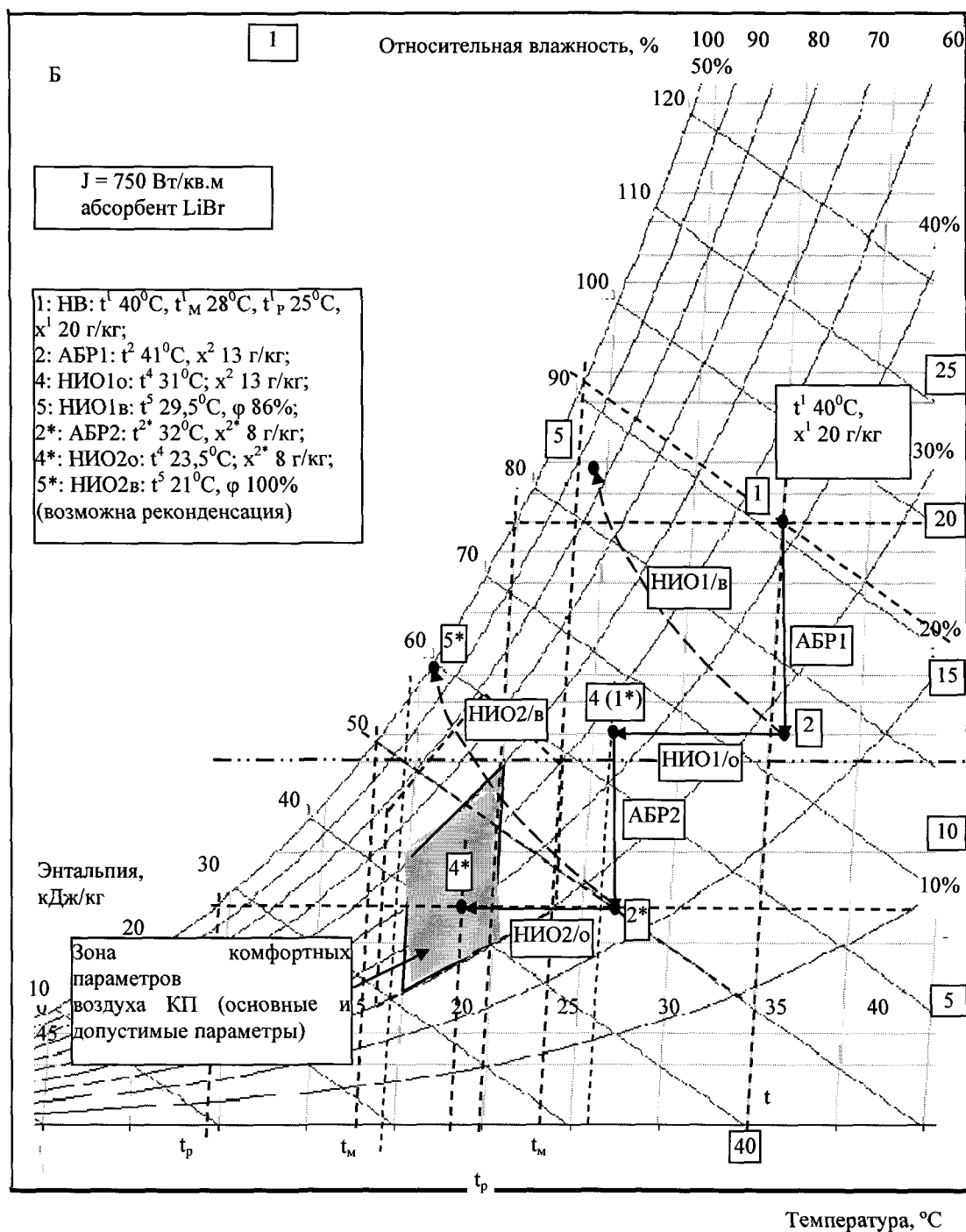


Рисунок 3 – Принципиальные возможности разработанных ССКВ (формула АБР1-НИО1-АБР2-НИО2, позиция А), анализ процессов на Н-Т диаграмме влажного воздуха (Б). Обозначения по рис. 2, доп.: 1-2, 1*-2* – процесс осушения воздуха в абсорбере; 2-4, 2*-4* – охлаждение основного воздушного потока в НИО; 2-5, 2*-5* – вспомогательный воздушный поток в НИО

Осушительно-испарительный контур солнечной системы
Solar liquid-desiccant systems (SLDS)
Формула СХС: НВ → АБР1 → НИО → АБР2 → ГРД → «охл. вода»

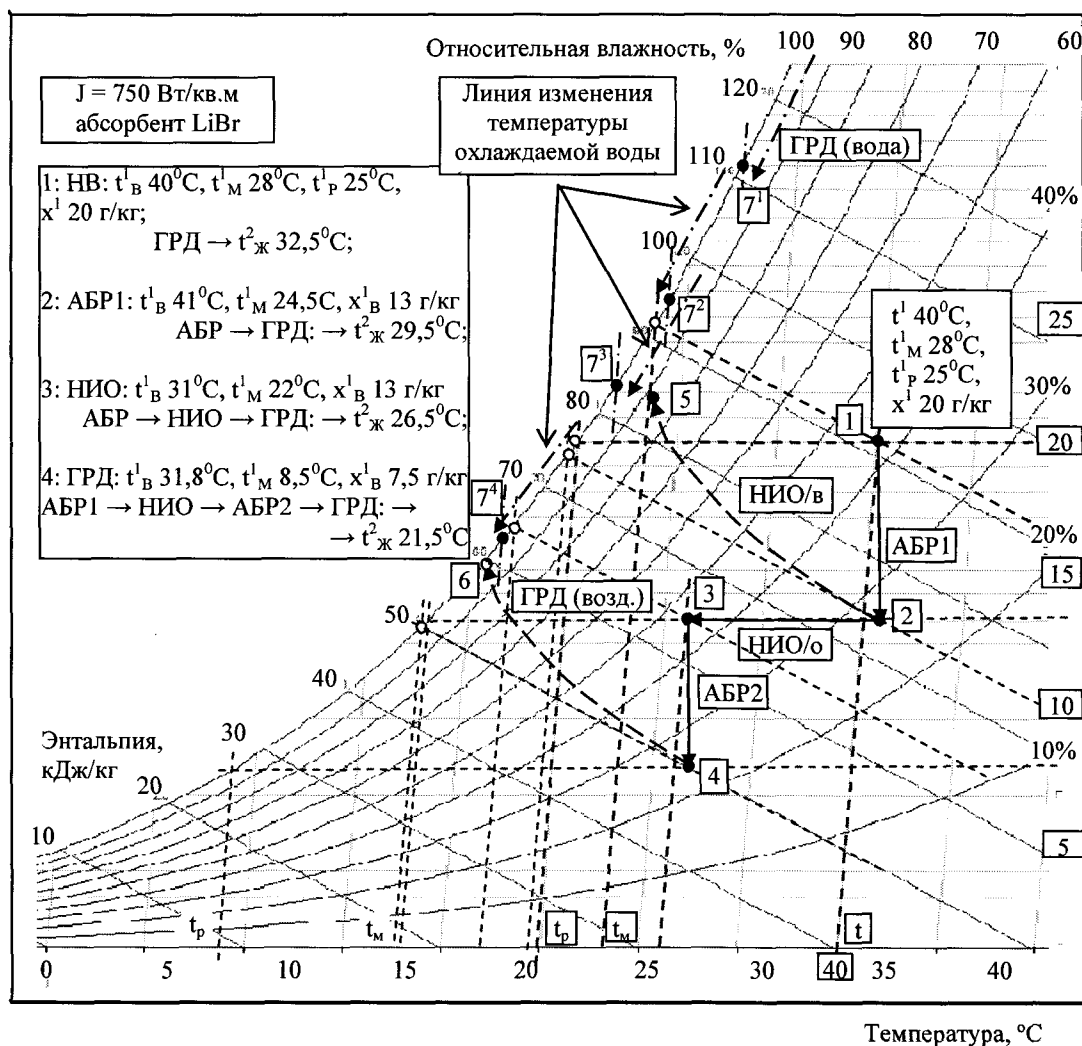
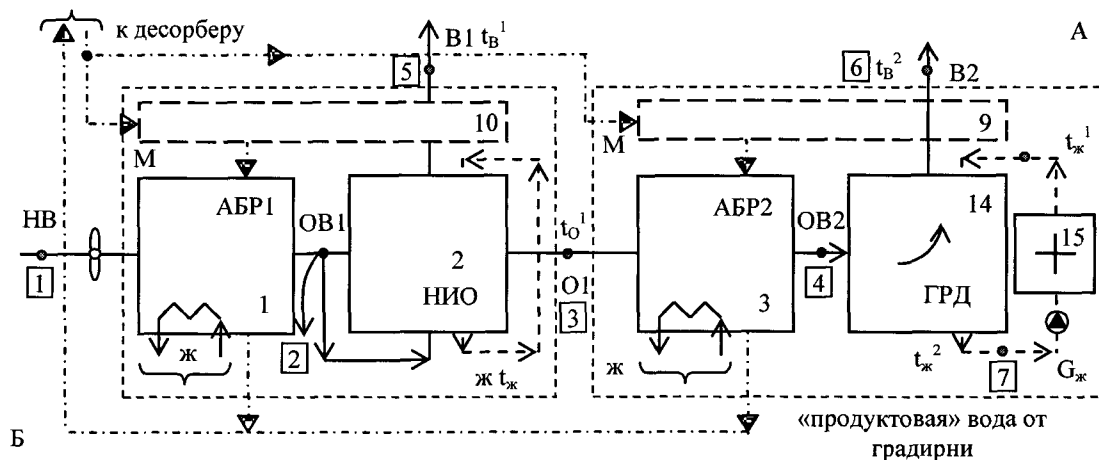


Рисунок 4 — Принципиальные возможности разработанных СХС (формула АБР1-НИО1-АБР2-ГРД). Обозначения по рис. 2, доп.: 1-2, 3-4 — процесс осушения воздуха в абсорбере; 2-3, 2-5 — основной и вспомогательный воздушные потоки в НИО; 7¹, 7², 7³, 7⁴ — охлажденная в градирне ГРД вода $t_{\text{ж}}^2$ (ГРД, АБР-ГРД, АБР-НИО-ГРД, АБР1-НИО-АБР2-ГРД)