

## SOLAR ABSORBING COOLING SYSTEMS BASED ON MULTISTAGE HEAT-MASS-TRANSFER DEVICES

**Doroshenko A.V., Ludnitsky K.V.**

*Educational and Research Institute of Refrigeration, Criotechnolgy and Eco-Energetics  
Odessa National Academy of Food Technologies*

**Abstract.** The article presents the worked out schematics for the alternative refrigeration systems and of air-conditioning systems, based on the use of absorbing cycle and of the sunny energy for the regeneration (renewals) of absorbent solution. We use here the cascade principle of construction of all heat-mass-transfer apparatus with variation of both the temperature level and the growth of absorbent concentration on the cascade stages. The heat-mass-transfer equipment as a part of the drying and cooling units is standardized and is executed by means of multistage monoblock compositions from polymeric materials. The preliminary analysis of possibilities of the sunny systems in application to the tasks of cooling of environment and air-conditioning systems is carried out.

**Keywords:** solar systems, drainage of air, cooling of environments, air-conditioning systems, heat-mass-transfer apparatus, absorption, desorption, evaporated cooling.

### SISTEME DE REFRIGERARE BAZATE PE APARATE CU MULTE TREPTE DE TRANSFER DE CĂLDURĂ ȘI DE MASĂ

**Doroșenco A.V., Liudnițchii K.V.**

*Institutul de Învățământ și de Cercetări de Refrigerare, Criotehnologii și Ecoenergetică al Academiei Naționale de Tehnologii Alimentare din Odesa*

**Rezumat.** În lucrare sunt prezentate soluțiile schematice de realizare a sistemelor de refrigerare alternative (SRA) și a sistemelor solare de climatizare a aerului (SSCA) bazate pe utilizarea ciclului termodinamic de absorbție și a energiei solare pentru regenerarea (recuperarea) soluției absorbantului. Este utilizat principiul de tip cascadă privind realizarea constructivă a tuturor aparatelor de schimb de căldură și de masă (ASCM), inclusiv, a subansamblurilor de uscare și de răcire cu valori diferite de variere a temperaturii, precum și pentru cazul majorării concentrației adsorbantului în cascadele ce formează lanțul de realizare a tehnologiei de uscare sau răcire. Echipamentul cu funcția de transfer de căldură și de masă utilizat pentru uscare și răcire prezintă module monobloc funcționale unificate confecționate din materiale compozite din polimeri. S-a efectuat o analiză preliminară a capacității și eficienței funcționării componentelor solare în instalațiile destinate pentru răcirea și climatizarea aerului.

**Cuvinte-cheie:** sisteme solare, uscarea și răcirea aerului, schimb de căldură și de masă, absorbție, desorbție, răcire evaporativă.

### ХОЛОДИЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ НА ОСНОВЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТЕПЛОМАСООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

**Дорошенко А.В., Людницкий К.В.**

*Учебно-научный институт холода, криотехнологий и экоэнергетики Одесской национальной академии пищевых технологий*

**Аннотация.** В статье представлены разработанные схемные решения для альтернативных холодильных систем холодоснабжения (СХС) и солнечных систем кондиционирования воздуха (ССКВ), основанные на использовании теплоиспользующего абсорбционного цикла и солнечной энергии для регенерации (восстановления) раствора абсорбента. Использован каскадный принцип построения всех тепло-массообменных аппаратов (ТМА) как осушительного, так и охладительного контуров с варьированием как температурного уровня, так и возрастания концентрации абсорбента по ступеням каскада. Тепло-массообменная аппаратура, входящая в состав осушительного и охладительного блока унифицирована и выполнена на основе многоступенчатых моноблочных композиций из полимерных материалов. Выполнен предварительный анализ возможностей солнечных систем применительно к задачам охлаждения сред и кондиционирования воздуха.

**Ключевые слова:** солнечные системы, осушение воздуха, охлаждение сред, кондиционирование воздуха, тепло-массообменная аппаратура, абсорбция, десорбция, испарительное охлаждение.

### ВВЕДЕНИЕ

Сопряженные проблемы энергетики и экологии интенсифицируют поиск альтернативных решений в области холодильных и кондиционирующих систем. Интерес к возможностям испарительных охладителей как прямого, так и непрямого типа в последние годы неук-

лонно возрастает, что обусловлено их малым энергопотреблением и экологической чистотой [1-8]. Испарительные охладители могут использоваться как автономно, так и в составе солнечных осушительно-испарительных систем, основанных на открытом теплоиспользующем абсорбционном цикле, где предварительное осушение воздуха обеспечивает высокую эффективность последующего испарительного охлаждения сред в холодильных системах (СХС) и термовлажностную обработку воздуха в системах кондиционирования (ССКВ) [1-2]. Разработанные решения для охладителей охватывают нужды энергетики, химической и пищевой технологий и позволяют решать задачи охлаждения, не прибегая к традиционной парокомпрессионной технике. Это позволяет существенно улучшить эко-энергетические показатели СХС и ССКВ.

### **I. Разработанные схемные решения для солнечных систем тепло-хладоснабжения**

Основная концепция создания солнечных многофункциональных теплоиспользующих установок тепло-хладоснабжения и кондиционирования воздуха включает следующие позиции: – 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 либо альтернативный возобновляемый источник энергии, либо традиционный источник, 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, 8].

Принципиальные схемы разработанных солнечных систем представлены на рис. 1-5. Схемы включают (рис. 1): – осушительный блок в составе абсорбера-осушителя (1, 2) и десорбера-регенератора (5, 6), солнечную систему, в составе солнечных коллекторов СКж (8) и бака-теплоаккумулятора БА, а также градирню технологического назначения, обслуживающую абсорбер (7); – охладительный блок, в составе воздухоохладителей непрямого испарительного типа НИО (2, 4)) и водоохладителя-градирни ГРД (рис. 4-6).

Таким образом, основная формула сборки блока охлаждения представляет собой варианты: АБР1 – НИО1 – АБР2 – НИО2 (рис. 1-3, ССКВ) и АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД (рис. 5-6, СХС). Первый вариант сориентирован на создание альтернативных систем кондиционирования воздуха ССКВ, второй на создание холодильных систем различного назначения СХС. На рис. 4 приведены основные варианты развития схем СХС от градирни (позиция А) до двухкаскадной системы по формуле АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД.

Солнечная система обеспечивает реализацию процесса восстановления слабого раствора абсорбента, покидающего абсорбер-осушитель наружного воздуха, причем на линии горячего крепкого и холодного слабого растворов абсорбента установлен теплообменник (11). Бак-теплоаккумулятор БА, или непосредственно в ТМА осушительного контура может также включать дополнительный встроенный теплообменник 12 для компенсации колебаний солнечной активности и ветронагрузки в месте установки системы. Разработанная солнечная система может функционировать, получая тепло на регенерацию абсорбента от любого наличного источника низкопотенциального тепла.

### **II. Базовая концепция создания солнечных многофункциональных систем и теплообменной аппаратуры осушительного и охладительного контуров**

Разработана принципиально новая концепция создания теплообменной аппаратуры (ТМА) осушительного и охладительного контуров я многофункциональных солнечных систем:

1. Используется модульная схема создания теплообменных аппаратов ТМА как в осушительной, так и охладительной частях схем на основе идентичных элементов (мо-

ноблоков), каждый из которых представляет собой автономную ступень для реализации заданного процесса;

2. Все ТМА (абсорберы-осушители, десорберы-регенераторы, испарительные охладители сред НИО и ГРД), унифицированы, и выполнены как поперечноточные, или противоточные аппараты пленочного типа с многоканальной насадкой регулярной структуры; выполненной из полимерных материалов; насадка ТМА включает систему чередующихся «основных» и «вспомогательных» каналов, в каналах первого типа реализуется основной процесс (осушение воздушного потока в абсорбере или восстановление концентрации абсорбента в десорбере), а в соседних каналах подводится охлаждающий поток от технологической градирни (в абсорбере), или нагревающий поток теплоносителя от гелиосистемы (в десорбере);

3. Абсорбер-осушитель представляет автономную ступень осушения воздушного потока, при этом его насадка состоит из системы чередующихся каналов, в которых одновременно реализуются процессы осушения воздуха раствором абсорбента и охлаждение каналов абсорбера холодной водой, поступающей из градирни технологического назначения (рис. 1-3 и 5-6);

4. Абсорбер-осушитель может быть выполнен многоступенчатым, на основе идентичных моноблоков (рис. 1-6), каждый из которых представляет автономную ступень осушения воздушного потока; между ступенями абсорбера имеются распределительные камеры и каждая ступень (моноблок) имеет автономные распределитель и емкость для раствора абсорбента; при этом схема может быть построена по формуле АБР1 – НИО1 – АБР2 – НИО2 (рис. 1-3), либо АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД (рис. 5-6) и состоять из двух ступеней осушения и охлаждения потока, установленных последовательно, что обеспечивает значительную глубину охлаждения «продуктового» потока (каскадная схема на рис. 1-3 и 5-6);

5. Десорбер-регенератор выполнен также двухступенчатым на основе идентичных моноблоков (позиции 5 и 6 на рис. 1), каждый из которых представляет автономную ступень восстановления концентрации абсорбента, при этом каждый моноблок десорбера состоит из системы чередующихся каналов, в которых реализуются одновременно процессы восстановления абсорбента и нагрев каналов десорбции горячей водой от солнечной системы; между ступенями десорбера имеются распределительные камеры и каждая ступень (моноблок) имеет автономные распределитель и емкость для раствора абсорбента; в двухступенчатом варианте оформления десорбера раствор абсорбента последовательно проходит каждую ступень регенерации, в которую поступает «свежий» наружный воздух;

6. 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;

7. Схема солнечной системы может быть построена с использованием двухступенчатой технологической градирни ГРД, каждая ступень которой обслуживает соответствующую ступень абсорбции, при этом градирня первой ступени «работает» на наружном воздухе, а градирня второй ступени на части воздушного потока, прошедшего первую ступень (каскад) охлаждения (АБР1-НИО1);

8. В охладительной части схем, в варианте ССКВ, используется модуль НИО (в двухступенчатом варианте НИО1 и НИО2, включенные в схему после соответствующих ступеней абсорбции), при этом насадка охладителя НИО включает систему чередующихся «сухих» и «мокрых» каналов; между ступенями охлаждения (моноблоками) имеется распределительная камера, где происходит разделение на основной и вспомогательный воздушные потоки; каждая ступень охлаждения (моноблок) имеет автономную емкость для рециркулирующей жидкости (воды); размеры каналов в моноблоке НИО, в «сухой» и «мокрой» частях, идентичны (форма каналов и величина эквивалентного диаметра каналов) и могут уменьшаться в направлении движения основного воздушного потока от ступени к ступени; соотношение основного и вспомогательного воздушных потоков для каждой ступени охлаждения

(моноблока) также может варьироваться от ступени к ступени; в охлаждающей части схем в варианте СХС используется модуль градирни ГРД (рис. 4-6);

9. число ступеней охлаждения (моноблоков) в сборке (число каскадов в схеме солнечной системы) охладителя определяется требуемым эффектом охлаждения и расчетным долевым расходом получаемого продукта.

В испарительном охладителе 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.

Вспомогательный воздушный поток «В» выносит все тепло из аппарата в «связанном» виде, его температура также понижается и влагосодержание возрастает (соответственно после каждой ступени охлаждения это потоки В1 и В2 на рис. 1-3). Температура рециркулирующей воды в цикле сохраняет неизменное значение и оказывается на несколько градусов выше температуры мокрого термометра поступающего в НИО воздуха, осушенного в соответствующей ступени абсорбера АБР1 и АБР2). Эта температура зависит от соотношения воздушных потоков в НИО, основного и вспомогательного, и является пределом охлаждения для обоих воздушных потоков «О» и «В». Поскольку потоки «В» после каждой ступени НИО являются охлажденными (но увлажненными), их можно использовать для предварительного охлаждения наружного воздуха, или охлаждения крепкого раствора абсорбента на входе в абсорбер. Варианты такого схемного оформления представлены на рис. 1.

В качестве испарительного водоохладителя в схеме может использоваться «продуктовая» градирня ГРД (рис. 4-6), что обеспечивает получение «захоленной» 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. Воздух, покидающий градирню, работающую на низком температурном уровне, может также использоваться для охлаждения крепкого раствора, поступающего из десорббера-регенератора (рис. 5, позиции А, Б и В).



### 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  $E_{г}$  (степень использования воздуха) характеризуется величинами:

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

При этом можно полагать:

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

По данным работ [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  $E_{г}$ ; величины  $E_{ж}$  и  $E_{г}$  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:

$$E_{ж} = \frac{|\Lambda - \Lambda e^{N(\Lambda-1)}|}{|1 - \Lambda e^{N(\Lambda-1)}|} \quad (4)$$

$$E_{г} = \frac{|1 - e^{N(\Lambda-1)}|}{|1 - \Lambda e^{N(\Lambda-1)}|} \quad (5)$$

$$N_{\Sigma} = \frac{\beta_h F}{G_r} = \int_{h_r^1}^{h_r^2} \frac{dh_r}{(h_r'' - h_r)} \quad (6)$$

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

$$E_{ж} = c(1 - e^{-1.1\Lambda}); \quad E_{г} = c(1 - e^{-1.1\Lambda})\Lambda^{-1} \quad (7)$$

где  $\Lambda = 1 / I_{ид}$ ;  $I_{ид}$  – относительный минимальный расход воздуха.

Когда  $l = I_{ид}$  и  $F = \infty$ , на обоих концах градирни устанавливаются состояния равновесия. Условия эксплуатации градирни характеризуются характеристическим числом  $\Lambda$  [1, 3]. В работе [1] предложена модель «идеальной» противоточной градирни ( $F = \infty$ ), которой соответствует термодинамическое равновесие на обоих концах аппарата. Сущность модели определена так: «в качестве оптимального процесса в градирне рассмотрим такой, при котором выходящая холодная вода с поступающим в градирню свежим воздухом, также как отработанный воздух с поступающей теплой водой, достигают при стационарном тепло- и массообмене термодинамического равновесия». Форма выражения (7) 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 (либо вспомогательного воздушного потока на входе в НИО, в зависимости от схемы охладителя) 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:

$$E_o = (t_o^1 - t_o^2) / (t_o^1 - t^0); \quad E_B = (t_B^1 - t_B^2) / (t_B^1 - t^0) \quad (8)$$

$$E_o = f(1 - G_o/G_B t_{п} t^0); \quad E_B(E_B^*) = f(1 - G_o/G_B t_{п} t^0) \quad (9)$$

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. Предварительный анализ возможностей многофункциональных солнечных систем

Анализ выполнен на основе ранее полученных в ОГАХ экспериментальных данных по эффективности процессов в тепломасообменных аппаратах осушительного и охладительного контуров [1-3]. Начальное влагосодержание наружного воздуха выбрано значительно выше критической величины  $x^* \approx 12,5$  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. 2 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. Анализ возможностей ИО нами выполнен на основе результатов, ранее полученных в ОГАХ для ИО прямого (ГРД) и непрямого (НИО) типов [2]. Экспериментальные данные приведены по работе [1, 3] на насадке из алюминиевой гофрированной фольги с параметрами слоя:  $d_{\text{Э}} = 12$  мм;  $H_{\text{РН}} = 400$  мм. [3], и на насадке из многоканальных многослойных поликарбонатных плит с параметрами слоя:  $d_{\text{Э}} = 15$  мм,  $H_{\text{РН}} = 400$  мм. [1]. Характер протекания зависимостей соответствует установленным пределам для величин эффективности по газу и жидкости. Использование полимерных многоканальных насадочных структур в случае ИО непрямого типа (НИО) не

приводит к сколь либо существенному снижению эффективности процесса, поскольку термическое сопротивление разделяющей каналы «сухой» и «мокрой» частей аппарата стенки соизмеримо с термическим сопротивлением жидкостной пленки, стекающей по внутренним поверхностям «мокрых» каналов [1, 5]. 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  $t^*_{Ж} = t^1_M + 1,5-2,5^0\text{C}$ . 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 зона комфортных параметров выделена серым цветом). Стандартом оговорена и расширенная комфортная зона с допустимыми параметрами: изотермами 18 и 28 °С, слева кривой  $\phi = 30\%$ , справа ломанной линией с характерными точками ( $t = 27$  °С,  $\phi = 60\%$ ;  $t = 26$  °С,  $\phi = 65\%$ ;  $t = 25$  °С,  $\phi = 70\%$ ;  $t = 24$  °С,  $\phi = 75\%$ ). 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 °С и линиями  $\phi = 30\%$  и 70%, то есть она еще шире, чем указанные выше.

На рис. 2 показаны процессы: осушения воздушного потока в абсорберах первой и второй ступени АБР1 и АБР2; ОВ1-О<sub>1</sub> и ОВ2-О<sub>2</sub> (1-2 и 1\*-2\*); – охлаждения основного воздушного потока при неизменном влагосодержании в ступенях испарительного охлаждения НИО1 и НИО2 (2-4 и 2\*-4\*); 2-5 и 2\*-5\* (ОВ1-В<sub>1</sub> и ОВ2-В<sub>2</sub>) – изменения состояния вспомогательного воздушного потока в каждой из ступеней охлаждения НИО.

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. Выбрасываемый из НИО вспомогательный воздушный поток выносит все тепло в «связанном» виде и является холодным, что позволяет его использование для последовательного охлаждения раствора абсорбента перед каждой ступенью абсорбции. 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 ( $t_o = 23,5^0\text{C}$  при  $t_M^1 = 28,0^0\text{C}$  и  $t_p^1 = 25,0^0\text{C}$ , соответственно).

На рис. 3 анализ выполнен с учетом предварительного охлаждения наружного воздуха НВ в теплообменниках 9\* и 10\* покидающими соответствующие ступени НИО вспомогательными воздушными потоками. Это позволяет значительно понизить температуру «продуктового» воздушного потока (точка 10 на диаграмме Н-Т), но при этом возникает опасность реконденсации водяных паров во вспомогательных воздушных потоках (см. рис. 3, пунктирные линии) при «выходе» воздушных потоков на равновесную кривую. Реальное положение точки 10 сместится в позицию 10\*. Проблема реконденсации требует в дальнейшем конкретного рассмотрения. Ее решение может лежать на регулировании соотношения воздушных потоков, основного и вспомогательного) по ступеням каскада.

На рис. 4 и 5 представлено развитие схемных решений для СХС от одноступенчатой ГРД до двухкаскадного охладителя по формуле АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД. Особый инте-



рес представляет схема на рис. 5В с использованием части охлажденной «продуктовой» воды от ГРДпрод. Для охлаждения абсорбера АБР2. Это решение позволяет устранить градирню технологического назначения, обслуживающую абсорберы двух каскадов и существенно повысить эффективность осушения воздуха с понижением температуры абсорбции.

Анализ всех разработанных для солнечных холодильных систем СХС решений приведен на Н-Т диаграмме влажного воздуха на рис. 6. 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 градирне ГРД и  $t_{ж}^1 - t_{ж}^2$  – соответствующий процесс испарительного охлаждения воды.

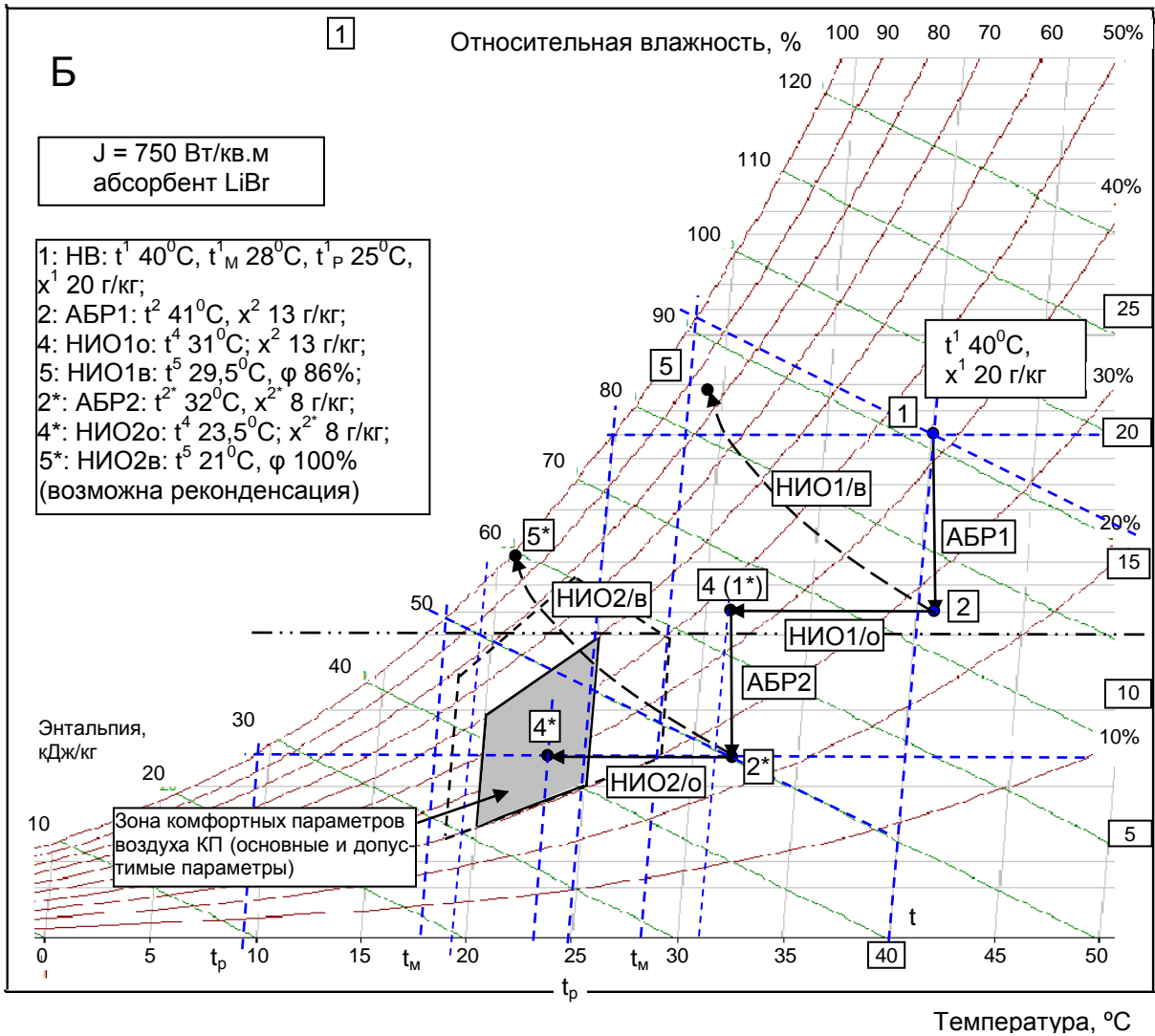
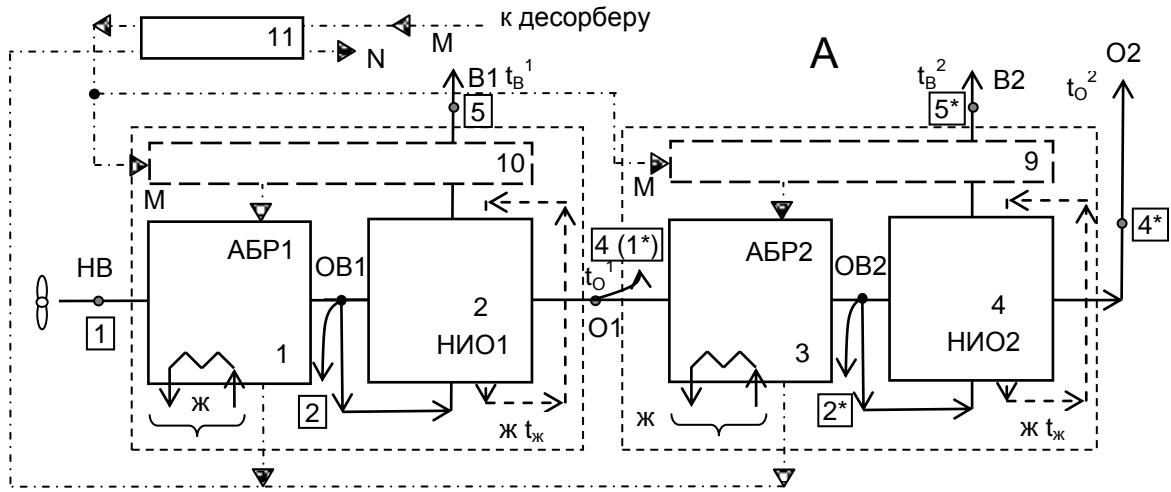
Хорошо видно снижение уровня охлаждения воды в градирне ГРД от  $t_{ж}^2 = 32,50^{\circ}\text{C}$  для ГРД, работающей на наружном воздухе (НВ) до  $t_{ж}^2 = 21,5^{\circ}\text{C}$  для двухкаскадной схемы (точкой 7 на равновесной кривой условно показано состояние охлажденной воды для всех разработанных и приведенных на рис. 4 и 5 решений СХС). Приведенный пример соответствует очень «тяжелым» климатическим условиям. В среднем, для среднеевропейских условий, когда влагосодержание НВ не превышает 15г/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.

По такой схеме могут строиться низкотемпературные солнечные холодильные системы СХС. Выбрасываемый из низкотемпературной градирни воздушный поток является достаточно холодным, что позволяет его использование для охлаждения раствора абсорбента перед соответствующим абсорбером по вариантам разработанных схемных решений.

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, 8].

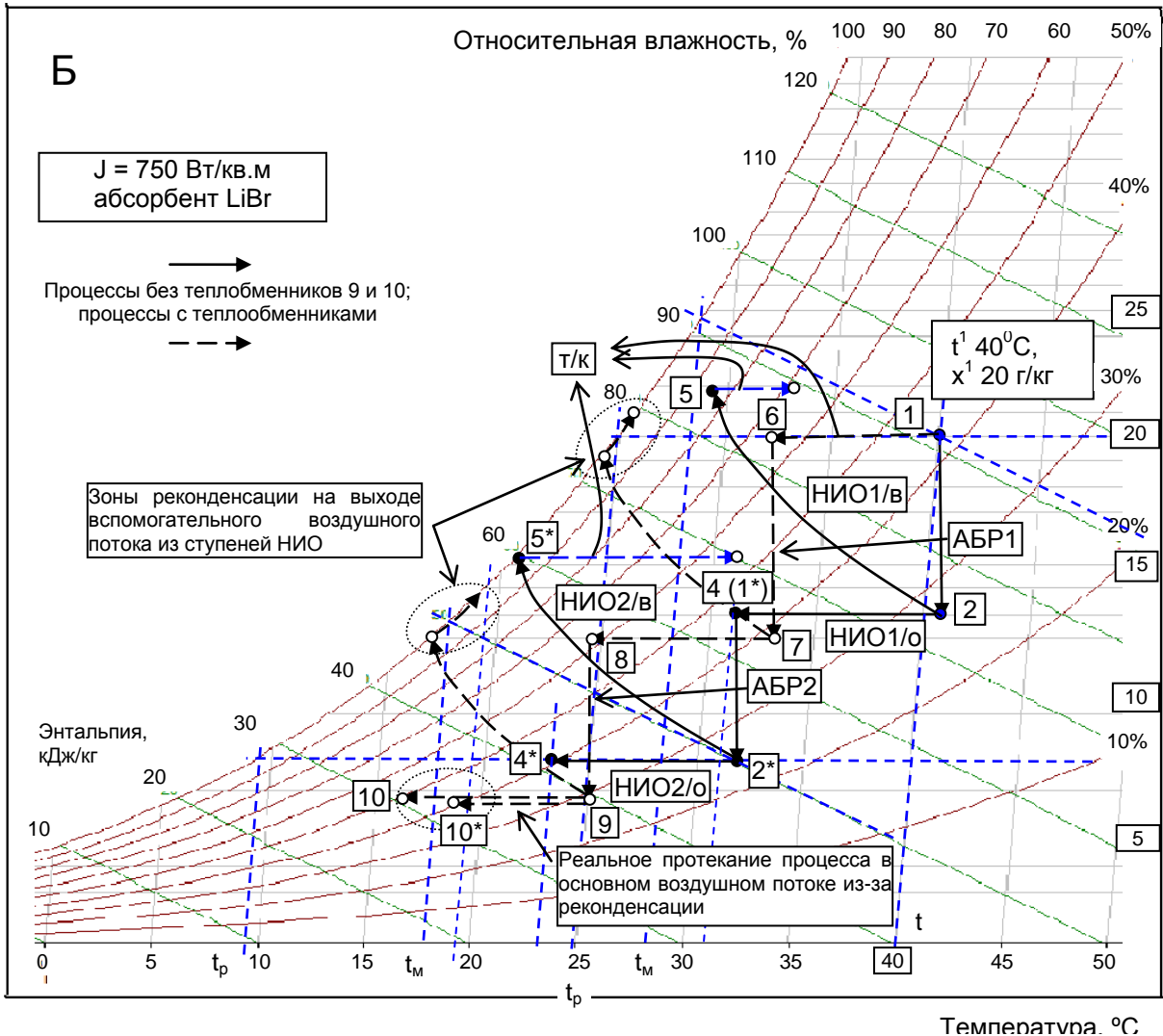
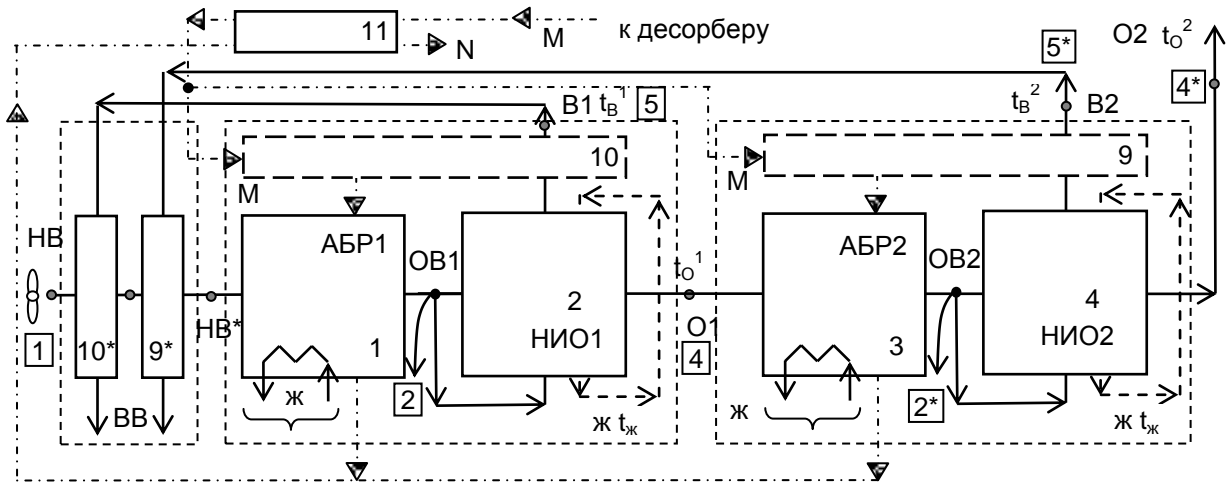
Solar liquid-desiccant systems (SLDS)  
 Формула ССКВ: АБР1 → НИО1 → АБР2 → НИО2 → «О»



**Рис. 2.** Принципиальные возможности разработанных ССКВ (формула АБР1-НИО1-АБР2-НИО2, позиция А), предварительный анализ на Н-Т диаграмме(Б).

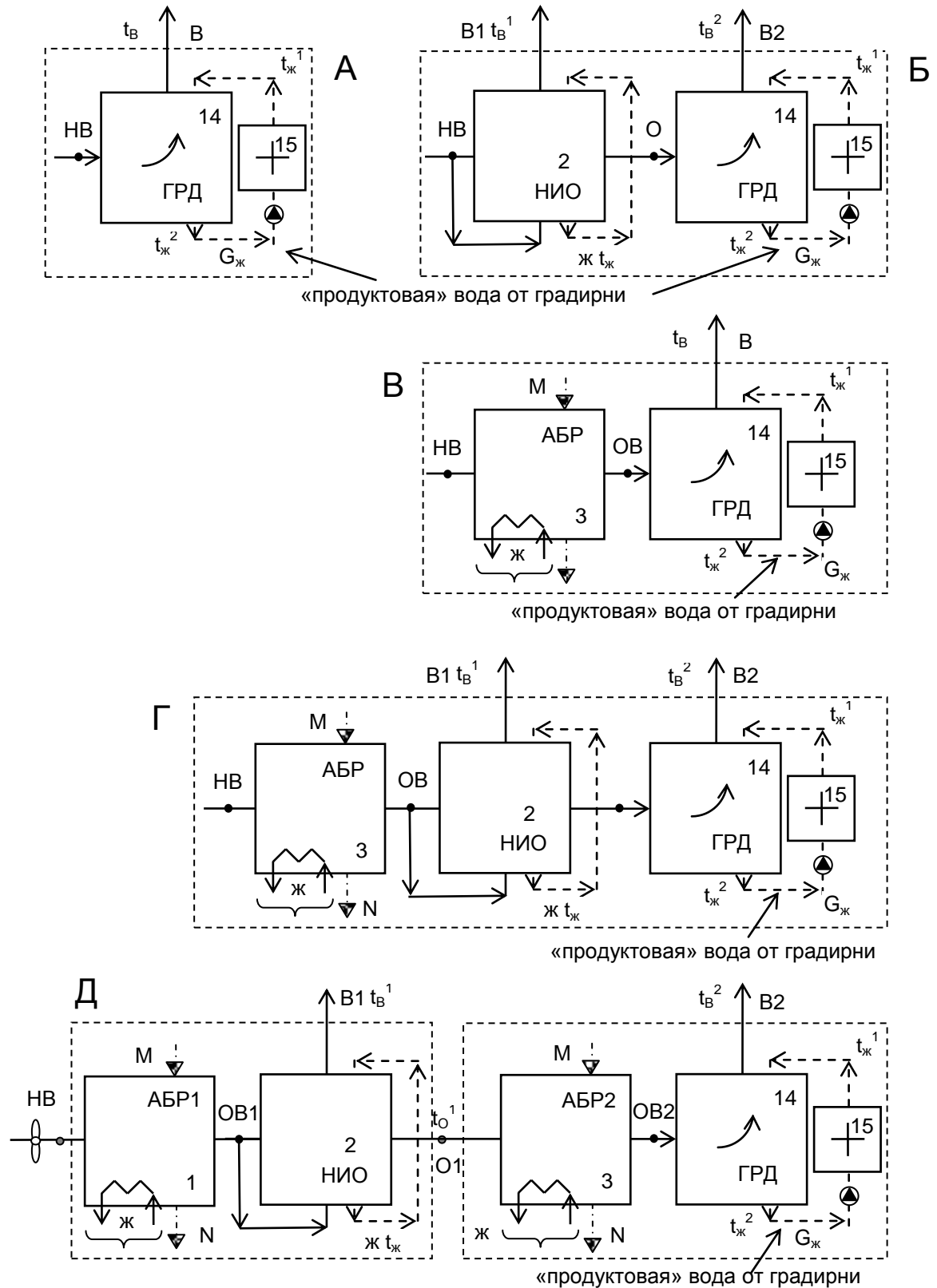
Обозначения: 1-2, 1\*-2\* – процесс осушения воздуха в абсорбере; 2-4, 2\*-4\* – охлаждение основного воздушного потока в НИО; 2-5, 2\*-5\* – вспомогательный воздушный поток в НИО.

Формула ССКВ: НВ → АБР1 → НИО1 → АБР2 → НИО2 → «О»  
 (предварительное охлаждение НВ на потоках В1 и В2)



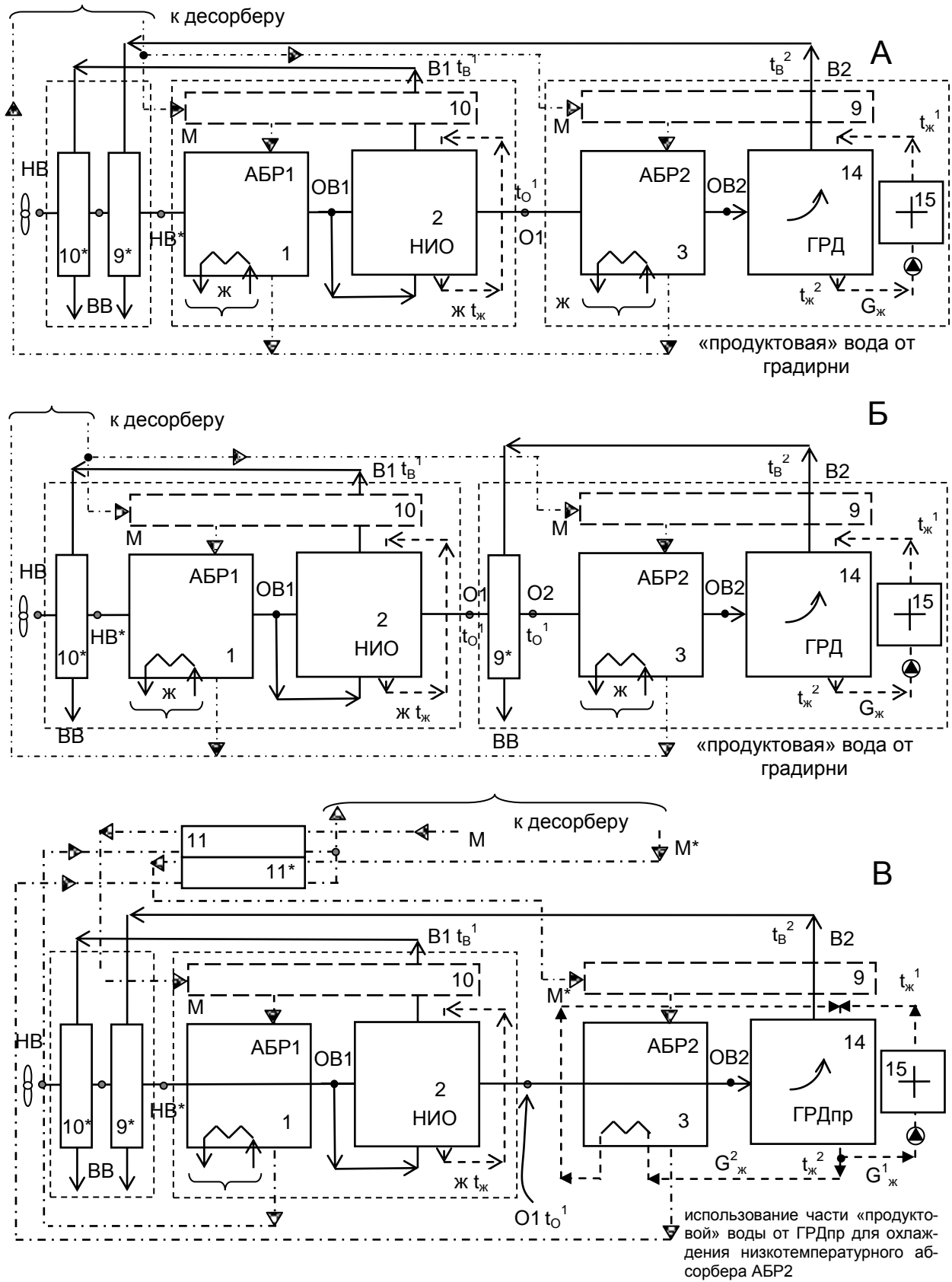
**Рис. 3.** Принципиальные возможности разработанных ССКВ. Проблема реконденсации.

Обозначения по рис. 1., доп: 1-6 – предварительное охлаждение воздуха в теплообменниках 9\* и 10\*; 6-7, 7-8, 8-9, 9-10 – соответствующие процессы в ССКВ с предварительным охлаждением; 9-10\* – процесс в НИО2 с учетом реконденсации



- Формулы разработанных СХС:
- НВ → ГРД
  - НВ → НИО → ГРД
  - НВ → АБР → ГРД
  - НВ → АБР → НИО → ГРД
  - НВ → АБР1 → НИО → АБР2 → ГРД

**Рис. 4.** Принципиальные схемы разработанных СХС на основе открытого абсорбционного цикла.  
 Обозначения по рис. 1., доп.: 14 – «продуктовая» гадирня; 15 – обслуживаемый объект



**Рис. 5.** Варианты разработанных схемных решений для СХС (формула АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД).  
 Обозначения по рис. 1 и 3

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

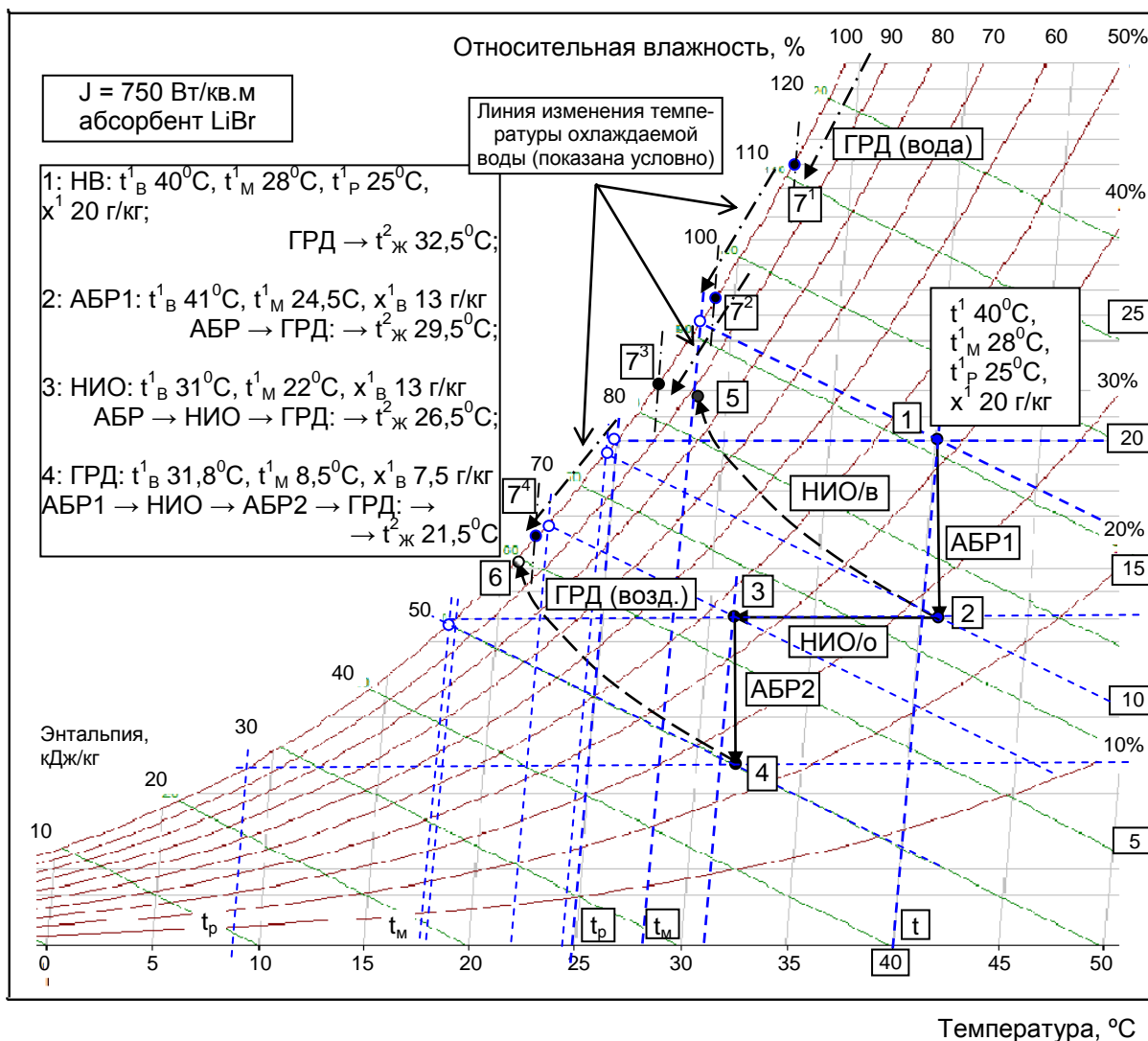
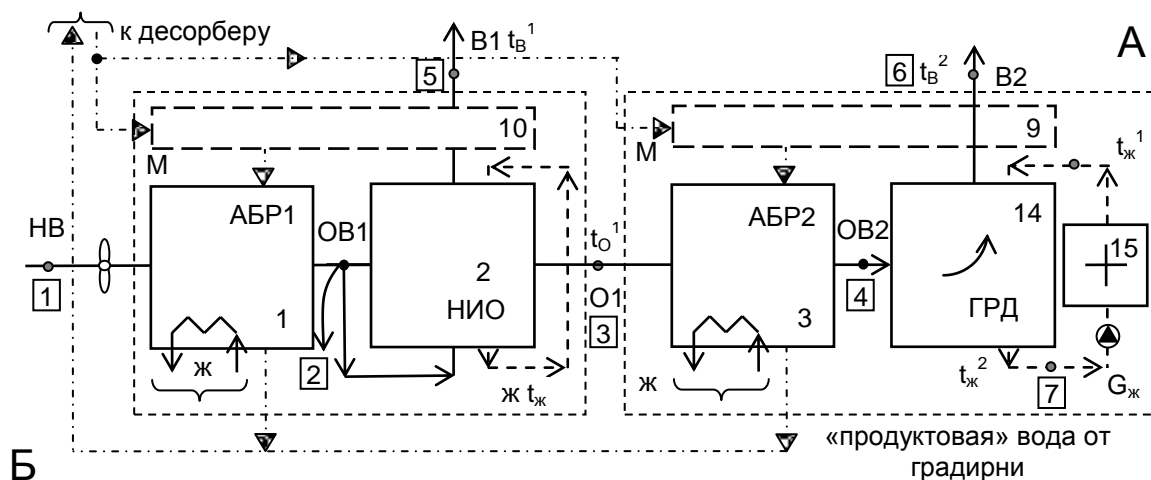


Рис. 6. Принципиальные возможности разработанных СХС (формула АБР1-НИО1-АБР2-ГРД); предварительный анализ.

Обозначения: 1-2, 3-4 – процесс осушения воздуха в абсорбере; 2-3, 2-5 – основной и вспомогательный воздушные потоки в НИО; 7<sup>1</sup>, 7<sup>2</sup>, 7<sup>3</sup>, 7<sup>4</sup> – охлажденная в градирне ГРД вода  $t_{ж}^2$  (ГРД, АБР-ГРД, АБР-НИО-ГРД, АБР1-НИО-АБР2-ГРД)

## Выводы:

1. Многофункциональные (каскадные) солнечные 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 (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.

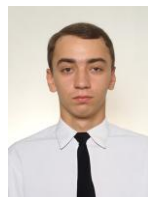
## Литература

- [1] Alternativnaia energetika. Solnechnye sistemy teplo-hladosnabjenia: monografia /A. V. Doroshenko, M. A. Glauberman. - Odessa: ONU, 2012. - 446 s (in Russian)
- [2] A.N. Gorin, A.V. Doroshenko. Solnechnaia energetika. (Teoria, razrabotka, praktika), – Donetsk: Nord-Pres, 2008. 374 s. (in Russian)
- [3] Doroshenko A. Kompaktnaia teplomassoobmennaja apparatura dlea holodilinoi tehniki (teoria, raschet, injenernaia praktika). Doktorskaia dissertatsia, Odesskii institut nizkotemperaturnoi tehniki i energetiki. Odessa. - 1992. – т. 1. – 350 s., т. 2. – 260 s. (in Russian)
- [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] John L., McNab, Paul McGregor., 2003, Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessicant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. 21<sup>h</sup> International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0646.
- [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., 2008. Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems. Building and Environment 43, 1902–1911.
- [8] Koltun, P. Life Cycle Assessment of a Conventional and Alternantive Air-Conditioning Systems. P. Koltun, S. Ramakrishnan, A. Doroshenko, M. Kontsov. 21<sup>h</sup> International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0140, 2003. P. 45-57.

### Сведения об авторах.



**Дорошенко Александр Викторович** – доктор технических наук, профессор кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики ОНАПТ, сфера научных интересов – теплофизика, тепломассообмен, холодильная техника, альтернативная энергетика.



**Людницкий Константин Владимирович** – аспирант ОНАПТ, сфера научных интересов – теплофизика, тепломассообмен, холодильная техника, альтернативная энергетика.