

DOI 10.15589/jnn20150512

УДК 536.248.2:532.529.5

Д69

**SOLAR ABSORBING SYSTEMS  
OF HEATING AND COOLING OF ENVIRONMENTS ON BASIS  
OF MULTI-STAGE HEAT-MASS-TRANSFER APPARATUS  
СОЛНЕЧНЫЕ АБСОРБЦИОННЫЕ  
ХОЛОДИЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ТИПА**

**Aleksander V. Doroschenko**  
dor\_av@i.ua  
ORCID: 0000-0001-8785-4903

**Nikolai I. Gogol**  
nigogol@mail.ru  
ORCID: 0000-0003-2679-653X

**Jurij I. Demianenko**  
dejurij@gmail.com  
ORCID: 0000-0002-1023-7365

**Konstantin V. Ludnitski**  
kostik\_odessa@ukr.net  
ORCID: —

**А. В. Дорошенко**  
д-р техн. наук, проф.

**Н. И. Гоголь**  
канд. техн. наук

**Ю. И. Демьяненко**  
канд. техн. наук, доц.

**К. В. Людницкий**  
асп.

*Odessa National Academy of Food Technology, Odessa*  
*Одесская национальная Академия пищевых технологий, Одесса*

**Abstract.** In the article the worked out schematics are presented for the alternative refrigeration systems and systems of air-conditioning systems, based on the use of absorbing cycle and solar energy for the regeneration of absorbent solution. Factorable principle of construction of all heat-mass-transfer apparatus is used with varying of both temperature level and growth of concentration of absorbent on the stages of cascade. Heat-mass-transfer apparatus compatible and executed on the basis of multi-stage compositions from polymeric materials. The preliminary analysis of possibilities of the sunny systems is executed as it applies to the tasks of cooling of environments and air-conditioning systems.

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

**Аннотация.** Авторами представлены новые схемные решения многоступенчатых многофункциональных холодильных систем и систем кондиционирования воздуха, основанных на теплоиспользующем абсорбционном цикле и солнечной энергии для регенерации (восстановления концентрации) абсорбента. В тепломасообменной аппаратуре осушительного и охладительного контуров солнечных систем используются многоканальные композиции из полимерных материалов. Выполнен анализ возможностей разработанных солнечных систем.

**Ключевые слова:** Солнечные системы, осушение воздуха, охлаждение и кондиционирование, тепломасообменная аппаратура, абсорбция, десорбция, испарительное охлаждение.

**Анотація.** Авторами представлені нові схемні рішення багатоступеневих багатofункціональних холодильних систем і систем кондиювання повітря, які ґрунтуються на абсорбційному циклі, що використовує тепло, та сонячну енергію для регенерації (відновлення концентрації) абсорбента. В тепломасообмінній апаратурі осушуючого та охолоджуючого контурів сонячних систем використовуються багатоканальні композиції із полімерних матеріалів. Виконано аналіз можливостей розроблених сонячних систем.

**Ключові слова:** Сонячні системи, осушка повітря, охолодження та кондиювання, тепломасообмінна апаратура, абсорбція, десорбція, випарне охолодження.

#### REFERENCES

- [1] Doroshenko A. V., Glauberman M. A. *Alternativnaya energetika. Solnechnye sistemy teplo-khladosnabzheniya* [Alternative energy. Solar heating and cooling systems]. Odessa, ONU Publ., 2012. 446 p.

- [2] Gorin A. N., Doroshenko A. V., *Solnechnaya energetika. (Teoriya, razrabotka, praktika)* [Solar energy. (The theory, design, practice)]. Donetsk, Nord-Press Publ., 2008. 374 p.
- [3] Doroshenko A. V., *Kompaktnaya teplomassoobmennaya apparatura dlya kholodilnoy tekhniki (teoriya, raschet, inzhenernaya praktika)* [Compact heat and mass transfer equipment for refrigerating technics (theory, computation, engineering practice). Dokt. Diss.]. Odessa, 1992. T. 1 350 p., T. 2. 260 p.
- [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. pp. 101–109.
- [5] JOHN L., McNAB, PAUL McGREGOR., *Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessiccant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger*. 21h 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. pp. 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. pp. 1902–1911.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Сопряженные проблемы энергетики и экологии интенсифицируют поиск альтернативных решений в области холодильных и кондиционирующих систем. Одной из основных задач является поиск альтернативных источников холода, отличных от традиционной пароконденсационной техники. Поэтому большой интерес вызывают абсорбционные методы охлаждения. Но абсорбция водяных паров из воздуха сопровождается повышением температуры раствора, что снижает эффективность процесса.

Поиску эффективного решения этих проблем посвящены многочисленные исследования [1–8].

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Анализ выполнен на основе ранее полученных в ОГАХ экспериментальных данных по эффективности процессов в тепломассообменных аппаратах осушительного и охладительного контуров. Использование многоступенчатых испарительных охладителей обеспечивает возможность охлаждения «продуктового» воздушного потока значительно ниже температуры мокрого термометра наружного (поступающего в блок охлаждения) воздуха [1–3]. О целесообразности данного подхода свидетельствуют и работы зарубежных исследователей [4–7].

Авторами при исследовании процессов испарительного охлаждения особое внимание уделялось работе в регионах с высоким исходным влагосодержанием наружного воздуха (выше критической величины  $x^* \approx 12,5$  г/кг). В этих условиях сохранение высокой эффективности процессов в тепломассообменных аппаратах осушительного и охладительного контуров абсорбционного блока обеспечивалось предварительным осушением воздуха для повышения психрометрической разности температур.

**ЦЕЛЬ РАБОТЫ** — разработка двухступенчатой (каскадной) схемы испарительного охлаждения, ко-

торая в состоянии обеспечить охлаждение «продуктового» воздушного потока значительно ниже температуры мокрого термометра наружного воздуха.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

#### 1. Разработанные схемные решения для солнечных систем теплоснабжения

Основная концепция создания солнечных многофункциональных теплоиспользующих установок теплоснабжения 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]. Принципиальные схемы разработанных солнечных систем представлены на рис. 1–2. 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);

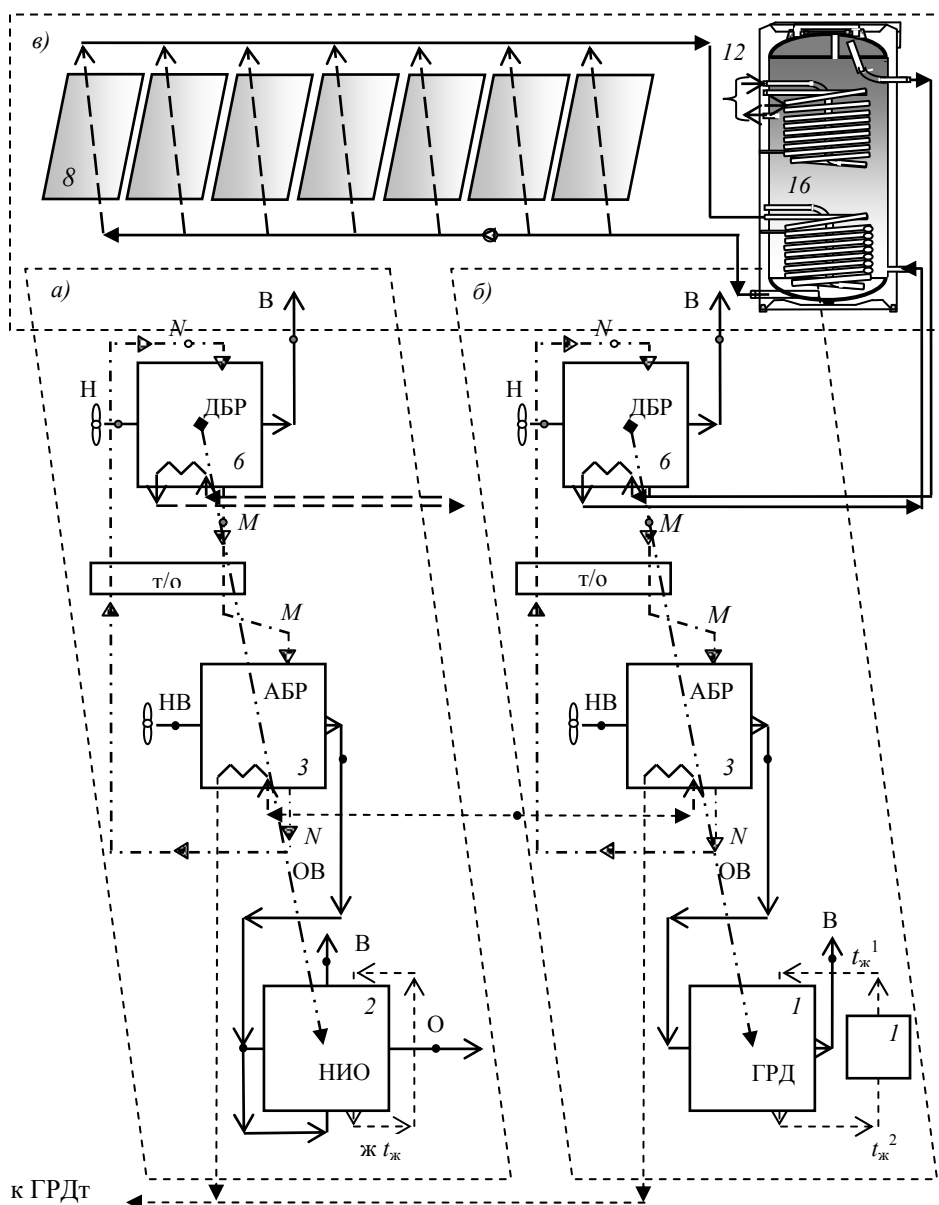
- охладительный блок в составе воздухоохладителей непрямого испарительного типа НИО (2, 4)

и водоохладителя-градирни ГРД (14). Таким образом, основная формула сборки блока охлаждения представляет собой варианты: АБР1–НИО1–АБР2–НИО2 (рис. 2, ССКВ) и АБР1–НИО1–АБР2–ГРД (рис. 1, СХС). Первый вариант ориентирован на создание альтернативных систем кондиционирования воздуха ССКВ, второй — на создание холодильных систем различного назначения СХС. Солнечная система обеспечивает реализацию процесса восстановления слабого раствора абсорбента, покидающего абсорбер-осушитель наружного воздуха.

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

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

– используется модульная схема создания теплообменных аппаратов ТМА как в осушительной, так и охлаждающей частях схем на основе идентич-



**Рис. 1.** Принцип построения основного (базового) элемента каскада многоступенчатой схемы ССКВ (а) и СХС (б): 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, M — крепкий и слабый растворы абсорбента

ных элементов (моноблоков), каждый из которых представляет собой автономную ступень для реализации заданного процесса;

– 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 из полимерных материалов;

– абсорбер-осушитель может быть многоступенчатым, на основе идентичных моноблоков (рис. 2), 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);

– 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

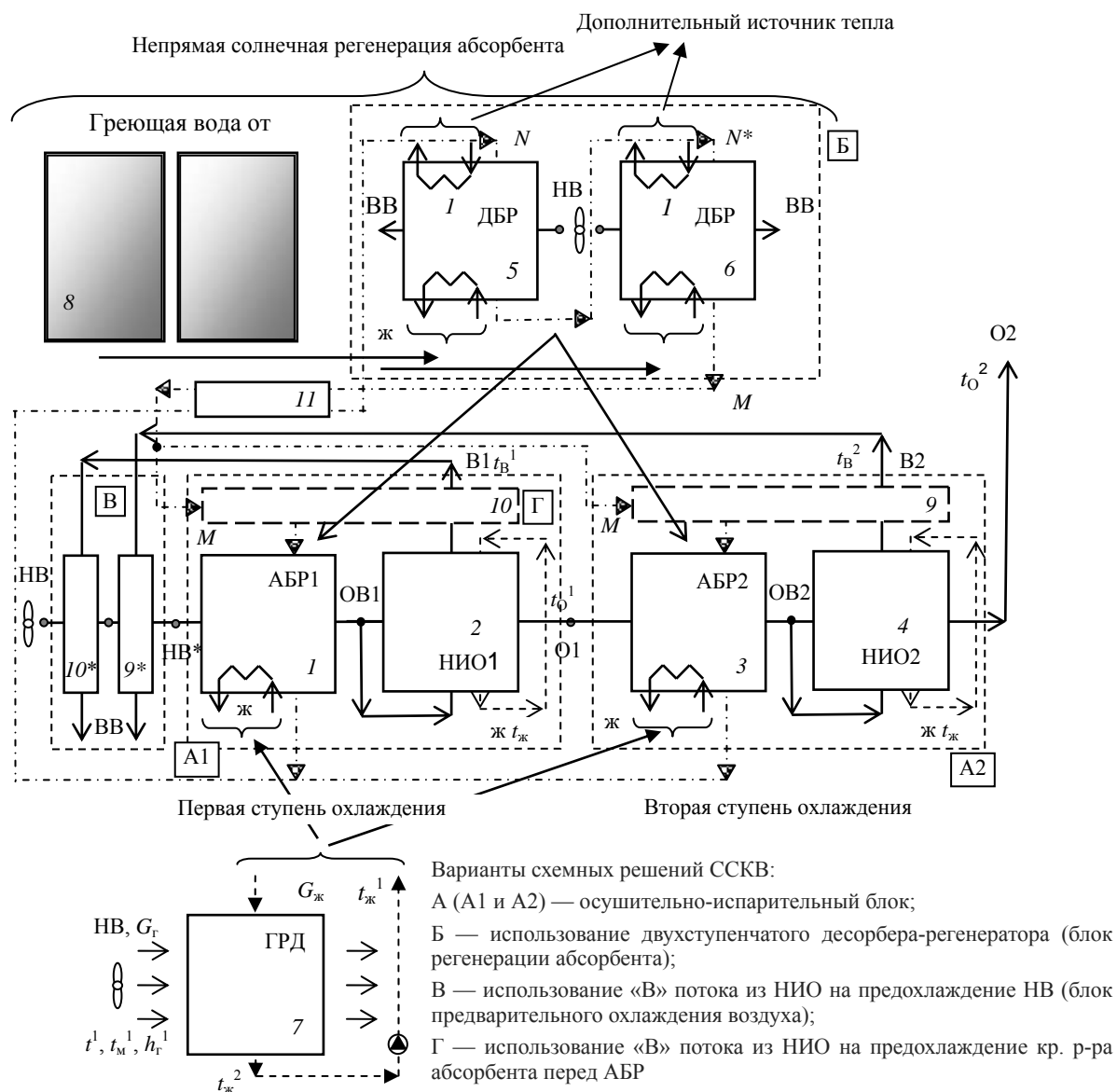


Рис. 2. Принципиальная схема ССКВ (формула АБР1–НИО1–АБР2–НИО2):

1, 3 — абсорбер-осушитель наружного воздуха АБР; 2, 4 — испарительный воздухоохладитель НИО; 5, 6 — десорбер-регенератор; 7 — градирня технологического назначения ГРД; 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, M — крепкий и слабый растворы абсорбента

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 охладительной 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.

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.

В качестве испарительного водоохладителя в схеме может использоваться «продуктовая» градирня ГРД (рис. 1), 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. 1) 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  $h_{г}^{2*}$ ). Эффективность охлаждения воды в градирне  $E_{ж}$  (степень охлаждения воды) и эффективность изменения состояния воздуха  $E_{г}$  (степень использования воздуха) характеризуются величинами:

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

При этом можно полагать:

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

$$E_{г} = f(1 = G_{г}/G_{ж}, t_{ж}^1, t_m^1).$$

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  $l = G_{г}/G_{ж}$  приводит к увеличению  $E_{ж}$  и уменьшению  $E_{г}$ ; величины  $E_{ж}$  и  $E_{г}$  оказываются независимыми от характера изменения относительного расхода  $l = G_{г}/G_{ж}$  (путем изменения расхода воздуха или путем изменения расхода воды).

Реальные значения пределов охлаждения воды и использования воздуха в градирне определяются, помимо значений  $t_m^1$  и  $t_{ж}^1$ , соотношением потоков  $l = G_{г}/G_{ж}$  [1, 3]. Уравнение рабочей линии процесса определяется как равенство:

$$G_{г} \Delta h_{г} = G_{ж} c_{ж} \Delta t_{ж}. \quad (3)$$

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

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

$$N_{\Sigma} = \frac{\beta_h F}{G_{г}} = \int_{h_g^1}^{h_g^2} \frac{dh_g}{(h_g^* - h_g)}.$$

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

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

где  $\Lambda = l/l_{ид}$ ;  $l_{ид}$  — относительный минимальный расход воздуха.

Когда  $l = l_{ид}$  и  $F = \infty$ , на обоих концах градирни устанавливаются состояния равновесия. Условия эксплуатации градирни характеризуются характеристическим числом  $\Lambda$  [1, 3]. 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 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:

$$E_O = (t_O^1 - t_O^2) / (t_O^1 - t^0); E_B = (t_B^1 - t_B^2) / (t_B^1 - t^0). \quad (6)$$

$$E_O = f(1 = G_O / G_B t_p t^0); \quad (7)$$

$$E_B (E_B^*) = f(1 = G_O / G_B t_p t^0).$$

Рабочая линия процесса в НИО связывает основные параметры основного «О» (температуру, поскольку он охлаждается при неизменном влагосодержании) и вспомогательного воздушного потоков «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 теплообменниках 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.

Экспериментальные данные приведены по работе [1, 3] на насадке из алюминиевой гофрированной фольги с параметрами слоя:  $d_3 = 12$  мм;  $H_{PH} = 400$  мм [3], и на насадке из многоканальных многослойных поликарбонатных плит с параметрами слоя:  $d_3 = 15$  мм,  $H_{PH} = 400$  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  $E_O = E_B = (t^1 - t^2) / (t^1 - t_M^1) = 0,65$ , при эффективности теплообменников  $E_{T/O} = 0,8$ . Температура воды, рециркулирующей через «мокрую» часть НИО, принята  $t_{Ж}^* = t_M^1 + 1,5 - 2,5$  °С. 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 расходов 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 [ДБН В.2.5-67:2013 ОПАЛЕННЯ, ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ], зона оптимальных термовлажностных параметров для теплого (летнего) периода года ограничена изотермами 20 и 25 °С 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 ломаной 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. 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 ( $t_o = 23,5$  °С при  $t_M^1 = 28,0$  °С и  $t_p^1 = 25,0$  °С, соответственно).

На рис. 2 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 градирне ГРД и  $t_{Ж}^1 - t_{Ж}^2$  — соответствующий процесс испарительного охлаждения воды. Хорошо видно снижение уровня охлаждения воды в градирне ГРД от  $t_{Ж}^2 = 32,50$  °С для ГРД, работающей на наружном воздухе (НВ), до  $t_{Ж}^2 = 21,5$  °С для двухкаскадной схемы. Приведенный пример соответствует очень

«тяжелым» начальным климатическим условиям. В среднем, для средневропейских 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].

**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 охладительной 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, оформленный 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 ИСПОЛЬЗОВАННОЙ 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 теплообменная 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] **John L., McNab, Paul McGregor.** Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessicant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. 21<sup>st</sup> 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. — pp. 1902–1911.

© О. В. Дорошенко, М. І. Гоголь, Ю. І. Дем'яненко, К. В. Людницький  
Надійшла до редколегії 24.09.2015  
Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК  
д-р техн. наук, проф. *М. І. Радченко*