

Solar Absorption Air Conditioning Systems Based on Low Temperature Evaporative Air Coolers

Doroshenko A.V., Antonova A.R., Kovalenko S.A.

Educational and Research Institute of Refrigeration, Criotehnology and Eco-Energetics
Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine

Abstract. The purpose of the study is the creation of a new generation of evaporative air coolers, providing a reduction in the limit of evaporative cooling from the temperature of the wet thermometer to the dew point of the incoming air stream. The goal was achieved due to the exclusion of traditional refrigeration vapor compression equipment from air conditioning systems. The result of theoretical and experimental studies of low-temperature evaporative air coolers was the development of circuit solutions for evaporative low-temperature coolers in an autonomous form. The analysis was carried out taking into account modern solutions (patents) and publications in leading foreign scientific publications of recent years. The authors carried out an analysis of the danger of moisture "recondensation" that is characteristic specifically for the processes of low-temperature evaporative cooling of air. The authors made recommendations to prevent this phenomenon, leading to a sharp decrease in cooling efficiency. The authors carried out a series of experimental studies of hydroaerodynamics and heat and mass transfer processes in low-temperature air coolers. The values of the "delay" of the liquid in the packed layer were determined. These data make it possible to calculate the real wetting of the surface of the packed layer, which are fundamentally important when switching to multi-channel packed structures of polymer materials. The results obtained allow us to expand the field of practical use of evaporative cooling methods, for example, to achieve air comfort parameters in the air conditioning system with a developed, more effective than the traditional, circuit design.

Keywords: low temperature evaporative air coolers, air coolers - chillers, solar absorption systems, air draining, evaporative cooling, cooling limits.

DOI: 10.5281/zenodo.3898274

UDC: 621.1.016.4

Sisteme solare de absorbție de refrigerare și de aer condiționat. Capacitățile de dezvoltare și analiză

Doroșenco A.V., Antonova A.R., Kovalenko S.A.

Institutul de Cercetări frigorifice educaționale și, Criotehnology și Eco-Energetică
Odessa Academia Națională de Tehnologii Alimentare, Ucraina

Rezumat. Scopul studiului este de a crea o nouă generație de circuite de răcire cu aer evaporative care reduc limita răcirii prin evaporare de la temperatura unui termometru umed până la punctul de rouă al fluxului de aer care intră. Obiectivul a fost atins datorită excluderii echipamentelor tradiționale de compresie a vaporilor de refrigerare din sistemele de climatizare. Acest lucru va extinde domeniul de utilizare practică a metodelor de răcire prin evaporare în industria energiei și refrigerării. Rezultatul studiilor teoretice și experimentale ale răcitoarelor de aer evaporative la temperatură joasă a fost dezvoltarea soluțiilor de circuit pentru răcitoarele de temperatură joasă evaporative într-o formă autonomă. Au fost studiate și analizate stările fluxurilor de aer principale și auxiliare din răcitorul de aer evaporativ - răcitorul în funcție de raportul dintre fluxurile de gaz și lichid, precum și de parametrii inițiali (temperatura și conținutul de umiditate) al aerului exterior. S-a efectuat o analiză a pericolului de „condensare” a umidității, care este caracteristic proceselor de răcire prin evaporare la temperatură joasă cu formulare recomandări pentru a preveni acest fenomen, care duce la o scădere accentuată a eficienței de răcire. Au fost determinate valorile „întârzierii” lichidului în stratul ambalat. Aceste date fac posibilă calcularea umezirii reale a suprafeței stratului ambalat, care sunt conceptual semnificative întru procesul de utilizare a structurilor de polimer multicanal. Rezultatele obținute ne permit să extindem câmpul de utilizare practică a metodelor de răcire prin evaporare, de exemplu, pentru a atinge parametrii de confort al aerului în sistemul de climatizare cu un proiect dezvoltat, mai eficient decât tradiționalul circuit.

Cuvinte-cheie: răcitoare de aer cu temperaturi joase de evaporare, răcitoare de aer - răcitoare de aer, sisteme de absorbție solară, dezumidificare, răcire prin evaporare, limite de răcire.

Системы кондиционирования воздуха на основе низкотемпературных испарительных воздухоохладителей

Дорошенко А.В., Антонова А.Р., Коваленко С. А.

Институт холода, криотехнологий и экоэнергетики

Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина

Аннотация. Цель исследования - создание схем испарительных воздухоохладителей нового поколения, обеспечивающих снижение предела испарительного охлаждения от температуры мокрого термометра до температуры точки росы поступающего воздушного потока. Поставленная цель была достигнута благодаря исключению традиционной холодильной парокомпрессионной техники из систем кондиционирования воздуха. Это позволит расширить область практического использования методов испарительного охлаждения в энергетике и холодильной технике. Результатом выполненных теоретических и экспериментальных исследований низкотемпературных испарительных воздухоохладителей стала разработка схемных решений испарительных низкотемпературных охладителей в автономном виде. Это было достигнуто в составе солнечных многофункциональных абсорбционных систем. Такое схемное решение существенно снижает энергозатраты и улучшает общие экологические показатели. Анализ выполнен с учетом современных решений (патентов) и публикаций в ведущих зарубежных научных изданиях последних лет. Были изучены и проанализированы состояния основного и вспомогательного воздушных потоков в испарительном воздухоохладителе - чиллере в зависимости от соотношения потоков газа и жидкости, а также от начальных параметров (температуры и влагосодержания) наружного воздуха. Авторами был проведен анализ опасности «реконденсации» влаги, характерной именно для процессов низкотемпературного испарительного охлаждения воздуха. Авторы выработали рекомендации по предотвращению этого явления, приводящего к резкому снижению эффективности охлаждения. Авторами выполнен цикл экспериментальных исследований процессов гидроаэродинамики и теплообмена в низкотемпературных воздухоохладителях. Были определены величины «задержки» жидкости в насадочном слое. Эти данные дают возможность вычислить реальную смоченность поверхности насадочного слоя, которые принципиально важны при переходе на многоканальные насадочные структуры из полимерных материалов. Полученные результаты позволяют расширить область практического использования методов испарительного охлаждения, например, для достижения параметров комфортности воздуха в системе кондиционирования с разработанным, более эффективным по сравнению с традиционным, схемным решением.

Ключевые слова: низкотемпературные испарительные воздухоохладители, воздухоохладители – чиллеры, солнечные абсорбционные системы, осушение воздуха, испарительное охлаждение, пределы охлаждения.

СОКРАЩЕНИЯ

| | |
|---|--|
| ССГВ (SHWS) | солнечная система горячего водоснабжения |
| ССКВ (SACS) | солнечная система кондиционирования воздуха |
| ТМА | теплообменник |
| ГРД (CTW) | градирня |
| ПИО (DECg) | испарительный воздухоохладитель прямого типа |
| АБР (ABR) | абсорбер |
| ИО (EC) | испарительный воздухоохладитель |
| НИОг (IECg) | испарительный воздухоохладитель непрямого типа |
| НИО-Рг (Chg) | низкотемпературный воздухоохладитель (воздушный чиллер) |
| П, О и В (F, P, S) | полный основной и вспомогательный воздушные потоки (full, primary, secondary air flow) |
| ж(l) | жидкость (вода) |
| м (w) | мокрый (wet) |
| г (g) | газ-воздух |
| пл (fl) | жидкостная пленка |
| t, t _м , t _г , h | температура воздуха по сухому и мокрому термометрам, (dry- and wet-bulb air temperature), температура жидкости (воды), энтальпия |
| x, г/кг | влагосодержание |
| НВ(ОА) | наружный воздух (outdoor air) |

ВВЕДЕНИЕ

Интерес к возможностям испарительного охлаждения сред в последние годы неуклонно растет, что обусловлено малым энергопотреблением и экологической чистотой испарительных охладителей. Наряду с испарительными воздухоохладителями прямого типа ПИО (direct evaporative cooling DEC), обеспечивающими охлаждение и увлажнение воздушного потока, широкое практическое применение находят испарительные воздухоохладители (ИО, evaporative cooling (EC)) непрямого типа НИО (indirect evaporative cooling, ИЕС) [исследования авторов 1-2; зарубежные исследования 3-10 и 22]. Они обеспечивают охлаждение воздуха при неизменном влагосодержании, что важно с точки зрения обеспечения требуемых параметров комфортности поступающего в помещение воздуха. Возможности охладителей как прямого, так и непрямого типа по достигаемому температурному уровню охлаждения ограничены температурой наружного воздуха по мокрому термометру t_w , которая является естественным пределом охлаждения и эффективность таких охладителей существенно зависит от местных климатических условий.

Относительно воздухоохладителей НИО (ИЕС) в работах [3-4] не рассмотрено влияние соотношения основного «О» (main air flow) и вспомогательного (В, secondary air flow) воздушных потоков на характеристики охлаждения. В работах [5-10 и 22] не рассмотрен характер изменения состояния вспомогательного воздушного потока «В» и опасность его полного насыщения в пределах насадочной части воздухоохладителя.

Значительный интерес в последние годы вызывает охладитель со сниженным пределом испарительного охлаждения – низкотемпературный испарительный воздухоохладитель - чиллер Chg [11-18, 21], обеспечивающий снижение предела испарительного охлаждения до точки росы наружного воздуха (цикл Майсоценко, – the Maisotsenko Cycle). Авторами, в отличие от зарубежных работ [3-10 (ИЕС) и 11-21 (Chg)], выполнено сравнительное исследование воздухоохладителей прямого (ПИО, DECg) и непрямого типа (НИОг, ИЕСg), и низкотемпературных воздухоохладителей -

чиллеров Chg, показавшее перспективность перехода к воздухоохладителям непрямого типа (ИЕСg, Chg) и необходимость анализа реального состояния вспомогательного воздушного потока, особенно в низкотемпературных воздухоохладителях (Chg), как с точки зрения возрастания реальных энергозатрат, так и опасности снижения эффективности при полном насыщении вспомогательного воздушного потока «В» еще до выхода из насадки ТМА (heat and mass transfer equipment). В зарубежных исследованиях, посвященных низкотемпературным испарительным воздухоохладителям Chg [11-18, 21] недостаточное внимание уделено особенностям протекания процессов теплообмена в ТМА (heat and mass transfer equipment). Это касается предельных нагрузок по вспомогательному (В) воздушному потоку, обеспечивающему испарительное охлаждение в аппарате и опасности его полного насыщения влагой еще до выхода из каналов насадки. В нашем исследовании [1-2] разработана методология построения линии изменения состояния потока (В) с учетом реального термического сопротивления жидкостной пленки (R_l), без чего невозможно реально выбирать оптимальные режимные и геометрические параметры насадки ТМА испарительных воздухоохладителей, включая геометрию каналов и предельные нагрузки по газу и жидкости.

В настоящем исследовании выполнен анализ влияния основных параметров (влагосодержания и соотношения воздушных потоков (О) и (В)) на характеристики воздухоохладителя - чиллера (Chg) с параллельным анализом двух основных параметров: снижения уровня охлаждения и ростом опасности «реконденсации» во вспомогательном воздушном потоке (В), что обеспечивает возможность правильного выбора соотношения контактирующих воздушных потоков в воздухоохладителе Chg. Авторами также разработан вариант воздухоохладителя - чиллера Chg* (рис. 1Г), включающий отдельные водо-воздушные теплообменники на основном (О) и вспомогательном (В) воздушных потоках, что позволяет дополнительно регулировать характеристики СКВ, варьируя не только соотношение воздушных потоков в аппарате, но и соотношение расходов охлажденной

воды, поступающей на каждый теплообменник.

Включение низкотемпературных ИО (Chg) в состав многофункциональных солнечных абсорбционных систем (Solar liquid-desiccant cooling and air conditioning systems, Solar-Chg, рис. 1) [работы авторов 1-2 и зарубежные исследования 19-20 и 23] является дальнейшим развитием этой темы, позволяя предварительно осушить воздушный поток, поступающий в испарительный воздухоохладитель - чиллер и дополнительно расширить область практического использования методов ИО. Это дает возможность значительно снизить достигаемый температурный уровень охлаждения в ИО и полностью исключить использование традиционной пароконденсационной техники в системах кондиционирования воздуха, снижая уровень энергозатрат и улучшая экологические показатели СКВ в целом [1-2]. Снижение температурного уровня охлаждения обеспечивает общее уменьшение количества воды, используемой в ИО, что для современных энергетических систем означает реальное сокращение количества воды, требуемое для компенсации потерь на испарение. В зарубежных исследованиях [19-20] уделено недостаточно внимания обоснованию выбора раствора абсорбента для осушительного контура солнечных систем и требуемой концентрации раствора, а также выбору основных элементов системы солнечной регенерации раствора абсорбента: типа солнечного коллектора и абсорбера – осушителя и десорбера – регенератора (рис. 1 и 3).

I. НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ НЕПРЯМОГО ТИПА СО СНИЖЕННЫМ ПРЕДЕЛОМ ОХЛАЖДЕНИЯ

В испарительном воздухоохладителе непрямого типа НИОг, получившем наибольшее распространение в последние годы [1-2, работы авторов; 3-10 и 22 – зарубежные исследования], воздушный поток, поступающий на охлаждение (П) делится на две части. Вспомогательный поток воздуха (В) поступает в «мокрую» часть охладителя, где контактирует с рециркулирующей через насадку ТМА водой, обеспечивая ее испарительное охлаждение. Вода, в свою

очередь, охлаждает бесконтактно, через разделяющую каналы стенку, основной воздушный поток (О). Этот поток воздуха охлаждается при неизменном влагосодержании, что обеспечивает преимущества при создании на основе НИОг холодильных систем кондиционирования воздуха (СКВ). Вспомогательный воздушный поток выносит все тепло из аппарата, его температура также понижается, а влагосодержание возрастает. Этот охлажденный и увлажненный воздушный поток может использоваться для предварительного охлаждения полного воздушного потока, поступающего в абсорбер-осушитель, что важно, поскольку в процессе осушения воздуха в абсорбере выделяется тепло и снижается эффективность процесса осушения воздуха. Температура воды в цикле сохраняет неизменное значение и оказывается несколько выше температуры мокрого термометра поступающего в НИОг воздуха. Эта температура зависит от соотношения воздушных потоков в НИОг и является пределом охлаждения для обоих воздушных потоков. Предел охлаждения здесь определяется комплексом:

$$t^0 = f(t_M^1, l, l'), l = G_O / G_B, l' = G_B / G_I, \quad \text{и}$$

одновременно характеризует возможности обоих воздушных потоков («О» и «В»).

Испарительные воздухоохладители могут быть обычного [1-10] и регенеративного типов [1-2, 11-17]. В последнем разделении воздушных потоков осуществляется на выходе из водо-воздушного теплообменника (рис. 1Б, В и Г; рис. 2В). Нами эта схема маркирована, как НИО-Рг (воздушный чиллер Chg). Поскольку вспомогательный воздушный поток «В» поступает в ИО уже охлажденным при неизменном влагосодержании, его потенциал охлаждения в контакте с рециркулирующей жидкостью существенно возрастает и предел испарительного охлаждения теоретически снижается до температуры точки росы наружного воздуха t_p^1 . Отметим, что если в НИОг оптимальное соотношение воздушных потоков составляет примерно 1,0 [1-2], то здесь уже сам принцип, при равном отношении G_O и G_B на выходе из аппарата, приводит к двукратному снижению соотношения расходов контактирующих потоков ($l = G_{II} / G_B$) в соседних «мокрых» и «сухих» каналах насадочной части аппарата:

G_D (полного воздушного потока, охлаждаемого в «сухой» части) и G_B (вспомогательного потока, отводящего тепло в соседних «мокрых» каналах). Это повышает удельные энергозатраты на реализацию процесса, сравнительно с НИОг. Интерес к возможностям решения по схеме Chg в мировой периодике очень велик [1-2, 11-23], разработке и изучению возможностей охладителя Chg в последние годы посвящен ряд патентов и исследований в США и ряде европейских стран.

II. СОЛНЕЧНЫЕ АБСОРБЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА НА ОСНОВЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Практическое применение методов ИО сдерживается низкой эффективностью процесса при высоких влагосодержаниях наружного воздуха. В работах [1-2, исследования авторов и 19-20, 23 – зарубежные исследования] рассмотрены принципы построения СКВ основанные на использовании открытого абсорбционного цикла. На основании ранее выполненных исследований авторами был выбран абсорбционный тип осушительно-испарительной системы с непрямой регенерацией абсорбента в качестве основного решения [1-2]. Суть открытого абсорбционного цикла (рис. 1) заключается в том, что наружный воздух предварительно осушается, так что при этом резко возрастают потенциалы последующего испарительного охлаждения с использованием осушенного в абсорбере (АБР, 1) воздуха, который затем поступает в ИО (Chg, рис. 1Б, В и Г), где может быть обеспечено глубокое охлаждение (термо - влажностная обработка воздуха) в ССКВ. Сравнительно с традиционными решениями, основанном на применении пароконденсационных охладителей сред, такие схемы обеспечивают значительное снижение энергопотребления и высокую экологическую чистоту [1-2]. Поддержание непрерывности цикла обеспечивается солнечной регенерацией раствора абсорбента в десорбере - регенераторе (ДБР, 2). Перспективность практического использования альтернативных ССКВ определяется их достоинствами: – экологическая чистота в сравнении с традиционными пароконденсационными

охладителями; – сравнительно низкие энергозатраты (по данным зарубежных исследований [19-20 и 23] и в работах, выполненных авторами [1-2]); – возможность комплексного решения ряда задач жизнеобеспечения: горячего водоснабжения, отопления, охлаждения и кондиционирования (в частности, осушения воздуха) для жилых и производственных объектов, используя единую солнечную систему. Однако этим системам присущи и недостатки, сдерживающие их практическое развитие: – большие габариты, обусловленные низкими движущими силами (температурными и концентрационными напорами); – большое количество теплообменных аппаратов ТМА, входящих в состав осушительной и охладительной частей систем, – проблематичность использования только солнечной энергии для регенерации абсорбента. Авторами рассмотрены решения абсорбционных систем, основанные на рациональном сочетании альтернативного (солнечного) и традиционного источника тепла для обеспечения регенерации абсорбента, с учетом реалий климата и колебания солнечной активности и ветронагрузки в месте установки солнечных систем [1-2].

Основными направлениями для разрабатываемых ССКВ являются: разработка и сравнительная оценка различных схемных решений ССКВ; создание нового поколения ТМА для альтернативных систем, характеризующегося малым весом и стоимостью с преимущественным использованием полимерных материалов – полимерного солнечного жидкостного коллектора СКж (рис. 1, позиция 5) [1-2] и основных ТМА осушительного и охладительного контуров (АБР, ДБР, испарительные воздухоохладители Chg) на основе полимерных материалов ПМ [1-2] в виде многоканальных насадочных структур пленочного типа с отдельным движением контактирующих потоков газа и жидкости.

Разработанные ССКВ снованы на использовании низкотемпературных воздухоохладителей-чиллеров Chg (рис. 1). Теплоиспользующий абсорбционный цикл открытого типа состоит из осушительной части в составе АБР – ДБР и охладительной части, в составе воздухоохладителей Chg; – оптимальным для устойчивой работы ССКВ является рациональное сочетание

альтернативного и традиционного источников энергии для регенерации раствора абсорбента; – в солнечной системе используются плоские полимерные жидкостные солнечные коллекторы СКЖ [1-2]; охлаждение АБР обеспечивает градирня технологического назначения ГРДг, позиция 4; поддержание требуемого температурного уровня десорбции водяных паров из раствора абсорбента (восстановление концентрации абсорбента) обеспечивает солнечная система горячего водоснабжения ССГВ. Основная формула ССГВ: (ДБР ↔ АБР) – Chg (рис. 1). Перспективным является использование отбросного низкотемпературного воздушного потока «В» для охлаждения раствора абсорбента (рис. 1В) и построение воздухоохладителя Chg с двумя водо-воздушными теплообменниками (рис. 1Г), что позволяет дополнительно регулировать характеристики ССКВ, варьируя соотношение расходов охлажденной воды на каждый теплообменник 7 и 7*.

III. АНАЛИЗ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ РАЗРАБОТАННЫХ СКВ НА ОСНОВЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ-ЧИЛЛЕРА Chg И СОЛНЕЧНЫХ АБСОРБЦИОННЫХ СИСТЕМ

В организации насадочного слоя НИОг и Chg используются многоканальные упорядоченные структуры с единым, либо с несколькими типами чередующихся каналов; – используется сложная конфигурация основного профиля канала для решения проблемы высокой смоченности поверхности его стенок и значительной задержки жидкости в объеме насадки ТМА; – используются полимерные материалы (ПМ) для изготовления насадки, как для ТМА с прямым (непосредственным) контактом газа и жидкости (ГРДг), так и для НИОг и Chg, поскольку термическое сопротивление тонкой межканальной стенки вполне соизмеримо с термическим сопротивлением стекающей по одной из поверхностей стенки жидкостной пленки. Экспериментальное исследование позволило конкретизировать рабочие нагрузки на ТМА пленочного типа осушительного и охладительного контуров, с учетом критических явлений «захлебывания» насадочной части аппаратов (величина эквивалентного диаметра каналов, в зависимости от решаемой задачи, в среднем составляет для ТМА пленочного типа: $d = 15 - 20$ мм.); определена эффективность

процессов осушения воздуха в абсорбере и испарительного охлаждения сред в Chg в зависимости от начальных параметров наружного воздуха и концентрации раствора абсорбента, поступающего в абсорбер.

Экспериментальное оборудование обеспечивало возможность изучения рабочих процессов: в испарительном воздухоохладителях прямого (ПИОг) и непрямого типов (НИОг) и низкотемпературном воздухоохладителе – чиллере Chg. Программа исследования предусматривала изучение гидроаэродинамики и тепломассообмена в режимах испарительного охлаждения воздуха в Chg, как в раздельном, так и в совмещенном его вариантах. Особое внимание было уделено теоретическому и экспериментальному изучению характеристик низкотемпературных испарительных охладителей, а также характерной для них проблемы «реконденсации», когда воздушный поток полностью насыщается еще до выхода из насадочной части ТМА. Все разработанные ТМА осушительного и охладительного контуров солнечных систем ССКВ построены по единому универсальному принципу.

Выполнен (в трех частях) сравнительный анализ обеспечения требуемых комфортных параметров воздуха, подаваемого в помещение СКВ на основе Chg (в поле Н-Т диаграммы влажного воздуха на рис. 5 зона комфортных параметров воздуха (КП) выделена серым цветом, а зона допустимых КП пунктирным многоугольником [24]).

Часть 1. Сравнительный анализ (рис. 2) выполнен на основе полученных экспериментальных данных применительно к СКВ, построенной на испарительном воздухоохладителе прямого типа (ПИОг), непрямого типа НИОг и низкотемпературном воздухоохладителе – чиллере Chg (для условия: $l^* = G_o / G_b = 1,0$ для обеих схем (НИОг и Chg) и начальных параметров воздуха:

$$\begin{aligned} t_g^1 &= 35^\circ C, t_M^1 = 20,5^\circ C, t_p^1 = 13^\circ C, \\ x_g^1 &= 10\text{г/кг}; \end{aligned} \quad (1)$$

величина $\Delta t_0^{**} = (t_0 - t_p^1)$ - это степень приближения температуры основного

воздушного потока к температуре точки росы поступающего в ИО воздуха. Получено:

1. ПИОг:

$$t_g^3 = 25,5^\circ C, \varphi = 68\%, \Delta t_0^{**} = 12,5^\circ C$$

2. НИОг:

$$t_g^3 = 26^\circ C, \varphi = 48\%, \\ \Delta t_0^{**} = 13^\circ C, t_B = 25^\circ C, \varphi_B = 95\%$$

3. Chg:

$$t_o = 19^\circ C, \varphi_o = 68\%, \\ \Delta t_0^{**} = 6^\circ C, t_B = 26,5^\circ C, \varphi_B = 100\%$$

Отметим, что адиабатический процесс в ИО прямого типа (ПИО (DEC)) не обеспечивает требуемых КП воздуха, даже при сравнительно невысоком влагосодержании наружного воздуха, поскольку, протекая при неизменной энтальпии воздуха, приводит, наряду с охлаждением, к увлажнению поступающего в помещение воздушного потока.

Часть 2. Анализ работы испарительного воздухоохладителя Chg для различных соотношений основного и вспомогательного воздушных потоков $l^* = G_o / G_B$: 1 - 1,5; 2 - 1,0; 3 - 0,5; начальные параметры воздуха (1).

Получено:

1. $l^* = 1,5$: $t_o = 23^\circ C, \varphi_o = 52\%, \\ \Delta t_0^{**} = 10^\circ C, t_B = 27^\circ C, \varphi_B = 100\%$
2. $l^* = 1,0$: $t_o = 19^\circ C, \varphi_o = 69\%, \\ \Delta t_0^{**} = 6^\circ C, t_B = 26,5^\circ C, \varphi_B = 100\%$
3. $l^* = 0,5$: $t_o = 16,5^\circ C, \varphi_o = 80\%, \\ \Delta t_0^{**} = 3,5^\circ C, t_B = 25,5^\circ C, \varphi_B = 100\%$

Уменьшение доли основного «продуктового» потока «О» приводит к снижению его температуры, и для значений $l^* = 1,0$ и $0,5$ она ниже традиционного предела для ИО ($t_M^1 = 20,5$), но при этом возрастает опасность реконденсации в потоке «В» и, конечно, удельные энергозатраты.

Часть 3. Анализ работы испарительного воздухоохладителя Chg при различных влагосодержаниях наружного воздуха:

$$x_g^1 = 6 \text{ г/кг}; \quad x_g^1 = 10 \text{ г/кг}; \quad x_g^1 = 14 \text{ г/кг}; \\ t_g^1 = 35^\circ C.$$

Получено:

- $x_g^1 = 6 \text{ г/кг}, t_M^1 = 17^\circ C, t_p^1 = 4,5^\circ C,$
1. $t_o = 15,8^\circ C, \varphi_o = 50\%, \Delta t^{**} = 11,3^\circ C, \\ t_B = 23,5^\circ C, \varphi_B = 100\% \\ x_g^1 = 10 \text{ г/кг}, t_M^1 = 20,5^\circ C, t_p^1 = 13^\circ C,$
2. $t_o = 20^\circ C, \varphi_o = 69\%, \Delta t^{**} = 7,0^\circ C, \\ t_B = 26,5^\circ C, \varphi_B = 100\% \\ x_g^1 = 14 \text{ г/кг}, t_M^1 = 24,5^\circ C, t_p^1 = 19^\circ C,$
3. $t_o = 23,8^\circ C, \varphi_o = 77\%, \Delta t^{**} = 4,8^\circ C, \\ t_B = 29,0^\circ C, \varphi_B = 100\%$

С ростом величины x_g^1 снижается степень охлаждения основного воздушного потока «О»; одновременно и возрастает степень приближения к пределу охлаждения $\Delta t_0^{**} = (t_o - t_p^1)$. При $x_g^1 > 12,0$ г/кг воздухоохладитель Chg не может обеспечить требуемых комфортных параметров КП воздуха. Видно, что для величин $x_g^1 = 6$ и 10 г/кг комфортные параметры воздуха СКВ на основе Chg обеспечивает с «запасом», что позволяет увеличить соотношение $l^* = G_o / G_B$, увеличив количество «продуктового» основного воздушного потока «О» и, соответственно снизив величину удельных энергозатрат на реализацию процесса.

На рисунке 2 приведены обобщенные экспериментальные результаты, полученные для испарительного воздухоохладителя Chg при различных: А – соотношениях основного и вспомогательного воздушных потоков $l = G_o / G_B$; Б – влагосодержаниях наружного воздуха x_g^1 (на рис. 2А приведены для сравнения также результаты для испарительного воздухоохладителя НИОг (IECg). СКВ на основе Chg обеспечивает «сухое» охлаждение воздушного потока ниже традиционного предела ИО – t_M^1 ; температура t_M может быть снижена варьированием соотношения $l = G_o / G_B$, при снижении предела охлаждения до t_p^1 . Линия изменения состояния вспомогательного воздушного потока криволинейна и до выхода из насадки

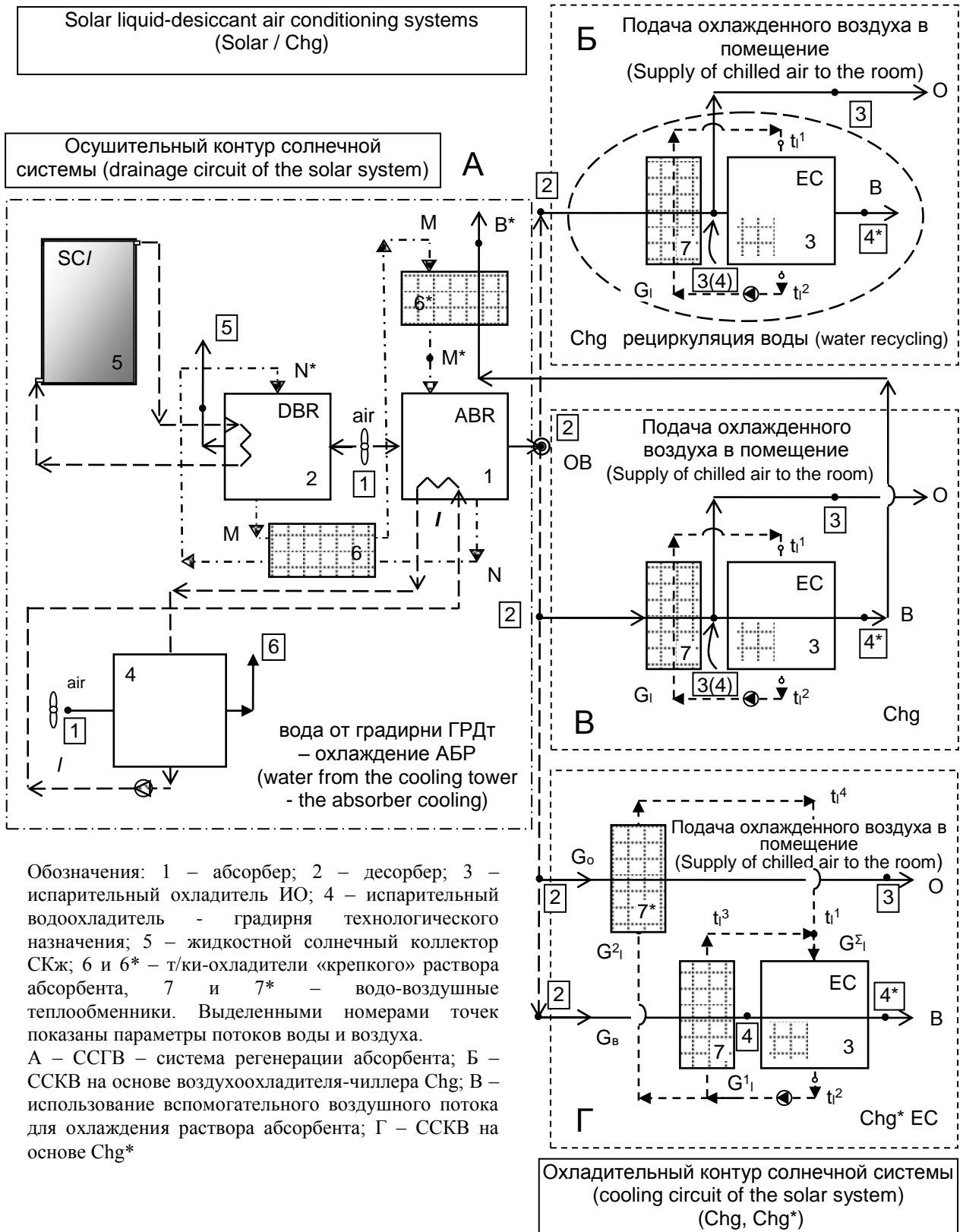


Рис.1. Принцип построения солнечной теплоиспользующей абсорбционной системы ССКВ на основе воздухоохладителя-чиллера Chg.¹

¹ Appendix 1

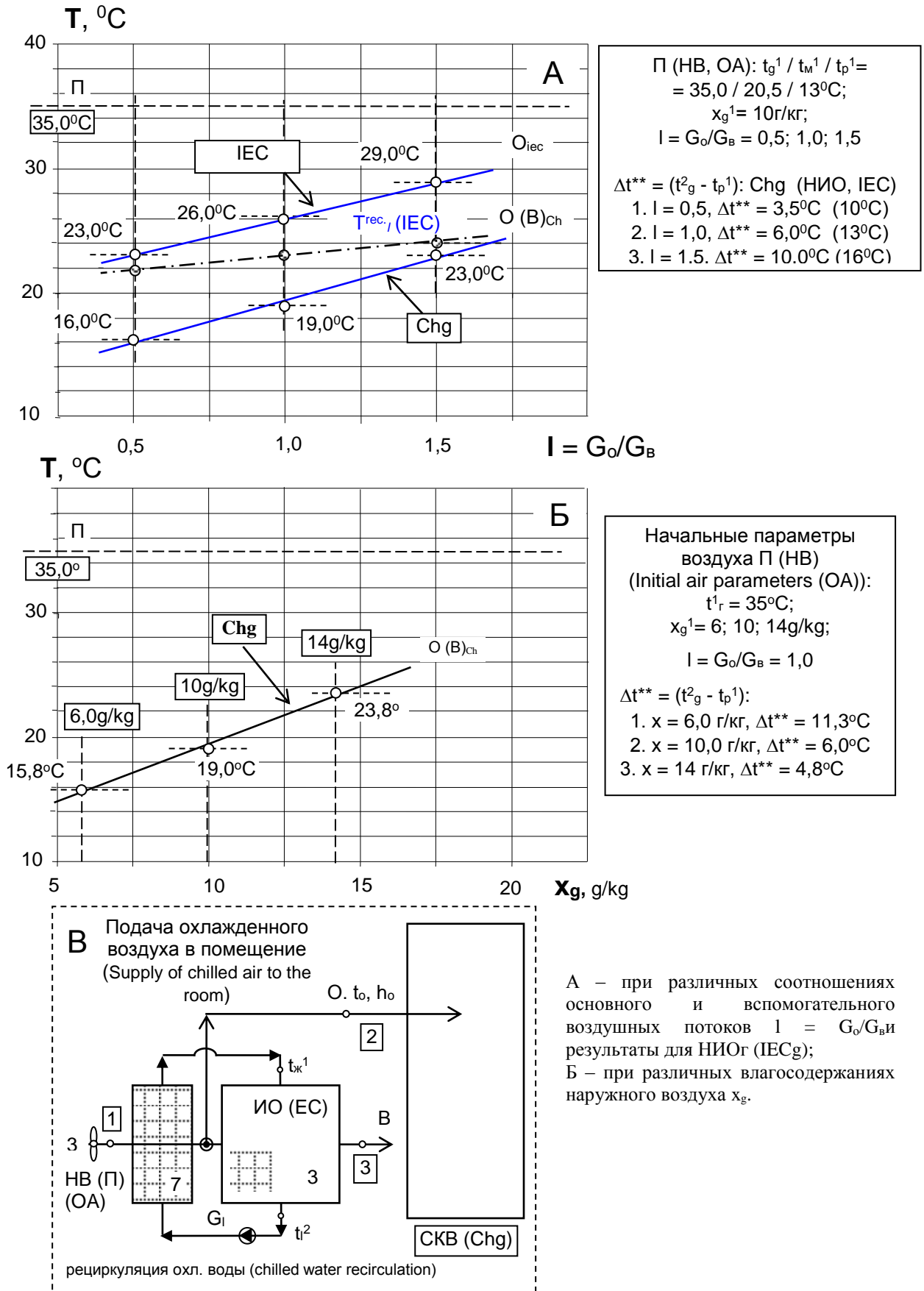
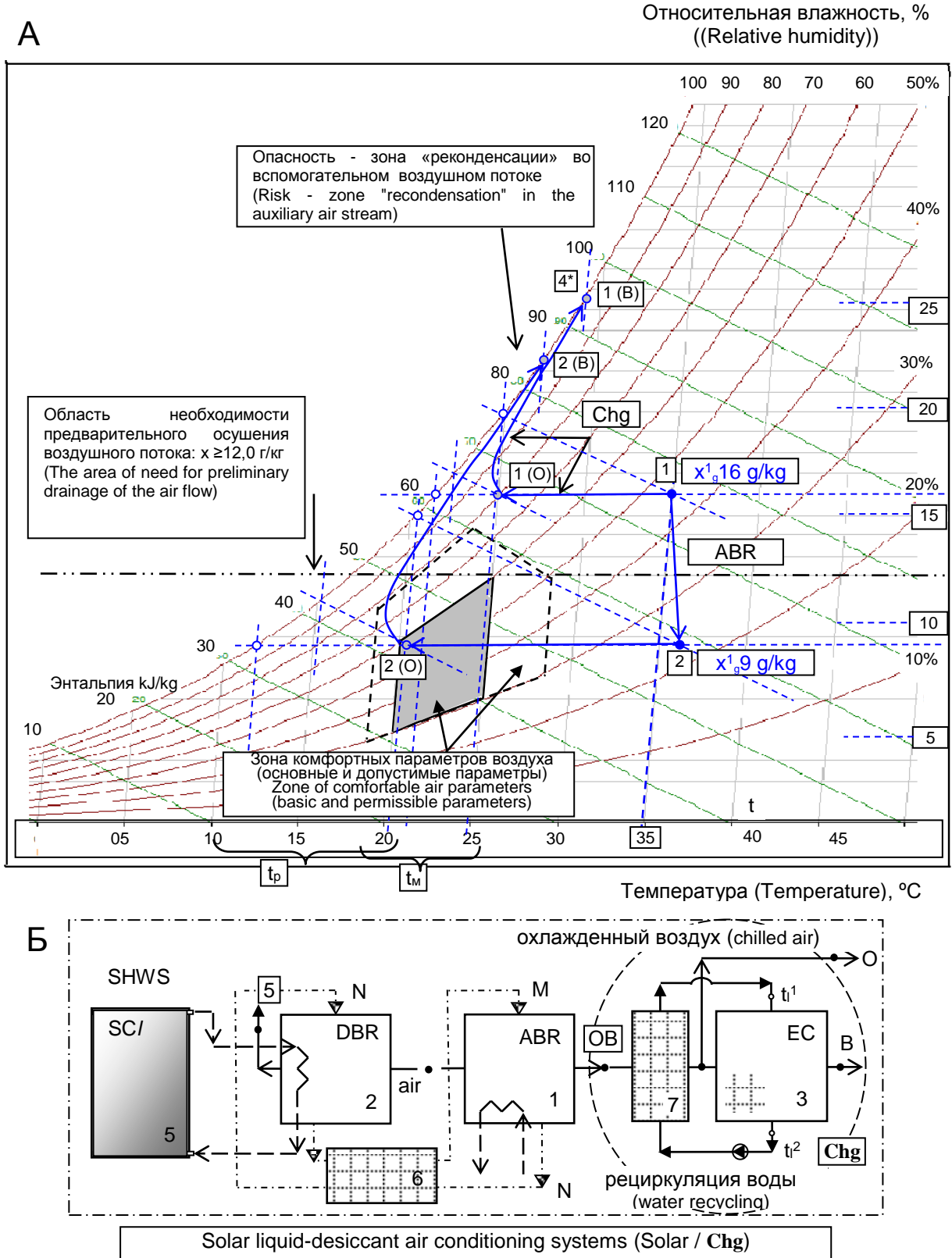


Рис.2. Экспериментальные результаты, полученные для СКВ на основе Chg.²



$x_g^1 = 16$ г/кг (line 1, СКВ на основе Chg (SCA based on Chg)) и $x_g^1 = 9$ г/кг (2, ССКВ на основе Solar / Chg (SCAS based on Solar / Chg); line 1 - 2 – осушение воздуха в абсорбере АБР (air drainage in the absorber ABR)).

Рис. 3. Анализ работы СКВ при $t_g^1 = 35^\circ\text{C}$ и различных влагосодержаниях наружного воздуха.³

ТМА может выходить на кривую $\phi = 100\%$, с определённого момента следуя непосредственно по ней.

Задача обеспечения комфортных параметров воздуха КП при высоких влагосодержаниях наружного воздуха ($x_g^1 > 12,0$ г/кг) может быть решена на основе Chg и предварительном осушении воздуха в абсорбционной системе с использованием солнечной энергии для регенерации абсорбента (Solar/Chg), то есть для поддержания непрерывности цикла, не прибегая к традиционным СКВ на основе парокомпрессионного холодильного цикла, значительно улучшая эколого-энергетические показатели системы в целом [1-2].

На рисунке 3 в поле Н-Т диаграммы влажного воздуха приведен сравнительный анализ СКВ на основе низкотемпературного водоохладителя Chg (1) и ССКВ на основе солнечной абсорбционной системы предварительного осушения воздуха и Chg в охладительной части (процесс 1 - 2). Из используемых в качестве абсорбентов веществ с точки зрения теплофизических свойств наиболее перспективными являются водные растворы на основе бромистого лития (с добавками, обеспечивающими антикоррозионное воздействие на материалы и улучшение гигиенических показателей); ориентировочный рабочий интервал концентраций для LiBr составляет 70-75% [1-2]. Сравнительный анализ в поле Н-Т диаграммы влажного воздуха выполнен для начальных параметров наружного воздуха: $t^1 = 35^\circ C, t_M^1 = 24,3^\circ C, t_p^1 = 20,3^\circ C$, то есть начальное влагосодержание воздуха x_g^1 выбрано значительно выше критической величины $x^* \approx 12,5$ г/кг, что требует обязательного предварительного осушения воздуха перед ИО. Получено:

1. СКВ на основе чиллера Chg, без предварительного осушения наружного воздуха:

$$\begin{aligned} x_g^1 &= 16 \text{ г/кг}, t_M^1 = 25^\circ C, t_p^1 = 21^\circ C, \\ t_0 &= 24,8^\circ C, \varphi_0 = 80\%, \Delta t^{**} = 3,8^\circ C, \\ t_B &= 29,0^\circ C, \varphi_B = 100\% \end{aligned}$$

2. ССКВ на основе Chg:

$$\begin{aligned} x_g^1 &= 9 \text{ г/кг}, t_M^1 = 20^\circ C, t_p^1 = 12^\circ C, \\ t_0 &= 20,0^\circ C, \varphi_0 = 59\%, \Delta t^{**} = 8,0^\circ C, \\ t_B &= 27,0^\circ C, \varphi_B = 100\% \end{aligned}$$

Очевидно, что для обеспечения КП воздуха при $x^* \geq 12,5$ г/кг необходимо предварительное осушение воздуха. Процесс осушения в АБР (линия 1 – 2) обеспечивает снижение влагосодержания воздуха и достижение требуемых комфортных параметров при работе Chg. Линия изменения состояния вспомогательного воздушного потока криволинейна и до выхода из насадки ТМА может выходить на кривую $\phi = 100\%$, с определённого момента следуя непосредственно по ней. Разработанные СКВ и ССКВ обеспечивают получение требуемых комфортных параметров

Очевидно, что для обеспечения КП воздуха при $x^* \approx 12,5$ г/кг необходимо предварительное осушение воздуха. Процесс осушения в АБР (линия 1 – 2) обеспечивает снижение влагосодержания воздуха и достижение требуемых комфортных параметров при работе Chg. Линия изменения состояния вспомогательного воздушного потока криволинейна и до выхода из насадки ТМА может выходить на кривую $\phi = 100\%$, с определённого момента следуя непосредственно по ней. Разработанные СКВ и ССКВ обеспечивают получение требуемых комфортных параметров воздуха в помещении без привлечения традиционной парокомпрессионной техники, значительно улучшая эколого-энергетические показатели системы в целом [1, 2].

ВЫВОДЫ

1. Разработаны новые схемные решения низкотемпературных испарительных воздухоохладителей – чиллеров Chg, обеспечивающих охлаждение воздуха при его неизменном влагосодержании со сниженным пределом охлаждения до температуры точки росы наружного воздуха, что существенно расширяет область возможного использования метода испарительного охлаждения воздуха;

2. Выработаны рекомендации для расчета и проектирования низкотемпературных охладителей сред, включая оптимизацию конструктивных характеристик насадки теплообменных аппаратов и режимных параметров (соотношения воздушных потоков в воздухоохладителе Chg и в аппаратах осушительного контура солнечной абсорбционной системы);

3. На основе экспериментальных данных авторов выполнен анализ принципиальных возможностей низкотемпературных испарительных воздухоохладителей Chg, показавший, что со снижением начального влагосодержания воздуха уровень охлаждения значительно снижается, при этом уменьшается и степень приближения к пределу охлаждения. Кривая изменения состояния воздушного потока в дальнейшем протекает непосредственно по равновесной кривой $\phi = 100\%$. Для предотвращения этого, целесообразно снижать соотношение контактирующих потоков газа и жидкости, анализируя состояние вспомогательного воздушного потока;

4. Для солнечной абсорбционной системы (ССКВ) из используемых в качестве абсорбентов веществ с точки зрения теплофизических свойств наиболее перспективными являются водные растворы на основе бромистого лития; ориентировочный рабочий интервал концентраций для LiBr составляет 70-75%;

5. Использование новых решений позволяет расширить область практического использования методов испарительного охлаждения, например, использование воздухоохладителей-чиллеров в автономном варианте (СКВ), либо в составе солнечной абсорбционной системы (ССКВ), обеспечивает достижение требуемых параметров комфортности воздуха без привлечения традиционной парокомпрессионной техники.

APPENDIX1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

Fig. 1. The principle of constructing a solar heat -using absorption system based on the air cooler-chiller Chg.

Designations: 1 - absorber; 2 - stripper; 3 - evaporative cooler EC; 4 - evaporative water cooler - cooling tower for technological purposes; 5 - liquid solar collector SC_i; 6 and 6 * - heat exchangers-coolers of the "strong" absorbent

solution, 7 and 7 * - water-air heat exchangers. The highlighted point numbers show the parameters of water and air flows.

A - solar hot water system - absorbent regeneration system; B - solar air conditioning system (SACS) based on the air cooler-chiller Chg; C - use of auxiliary air flow for cooling the absorbent solution; D - SACS based on Chg *

Fig.2. Experimental results obtained for SCA based on Chg: A - for various ratios of the primary and secondary air flows $l = G_o / G_v$ and the results for IECg; B - at various moisture contents of the outdoor air x_g .

Fig.3. Analysis of the operation of SCA at $t_g^1 = 35^\circ\text{C}$ and various moisture contents of the outside air.

Литература (References)

- [1] Chen G., Doroshenko A., Shestopalov K. Evaporative coolers of gases and liquids with a lowered level of cooling. 25th IIR International Congress of Refrigeration, Montreal, Canada, 2019
- [2] Doroshenko A.V., Antonova A.R., Khalak V.F., Goncharenko A.S. Low-Temperature Evaporative Air Coolers. Development and Analysis of Opportunities. Problemele energeticii regionale 3 (38) 2018.
- [3] Foster R.E., Dijkstra E. Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide. [Proc. Int. Conf. "Applications for Natural Refrigerants", Aarhus, Denmark, IIF/IIR, 1996, pp. 101-109.
- [4] 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.
- [5] Chen Y., Yang H., Luo Y. Indirect evaporative cooler considering condensation from primary air: Model development and parameter analysis. Building and Environment 95 (2016) 330e345.
- [6] Chen Y., Yang H., Luo Y. Parameter sensitivity analysis and configuration optimization of indirect evaporative cooler (IEC) considering condensation. Applied Energy 2016.
- [7] Chengqin R., Hongxing Y., An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel/counter flow configurations, Int. J. Heat Mass Transfer 49 (2006) 617-627.
- [8] Zhou B., Huang X., Di Y., Effects of water sprays in indirect evaporative coolers on heat and mass transfer, Build. Energy Environ. (2003).
- [9] Hasan A., Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature, Appl. Therm. Eng. 30 (2010) 2460-2468.

- [10] Hasan A. Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: Analysis using a modifiede-NTU method. *Applied Energy* 89 (2012) 237–245.
- [11] Maisotsenko V., Lelland Gillan M. 2003, The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling. [Proc. 21st Int. Cong of Refrigeration IIR/IIIF], 2003, Washington, D.C, ICR0646.
- [12] Pandelidis D., Anisimov S., Worec W.M. Performance study of the Maisotsenko Cycle heat exchangers in different air-conditioning applications. *Intern. Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, vol.81, pp. 207-221
- [13] Muhammad H., Muhammad S., Miyazaki T., Koyama S., Maisotsenko S. Overview of the Maisotsenko cycle—A way towards dew point evaporative cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 66 (2016) 537–555.
- [14] Zhao X., Li J., Riffat S.B., Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling, *Appl. Therm. Eng.* 28 (2008), 1942–1951.
- [15] Rianguvilaikul B., Kumar S., An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system, *Energy Build.* 42 (2010) 637–644.
- [16] Anisimov S., Pandelidis D., Numerical study of the Maisotsenko cycle heat and mass exchanger, *Int. J. Heat Mass Transfer* 2014 (75) (2014) 75–96.
- [17] Zhan C., Zhao X., Smith S., Riffat S.B., Numerical study of a M-Cycle cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling, *Build. Environ.* 46 (2011) 657–668.
- [18] Zube D., Gillan L., Evaluating Coolerado Corporation’s heat-mass exchanger performance through experimental analysis, *Int. J. Energy Clean Environ.* 12 (2-4) (2011) 101–116, <http://dx.doi.org/10.1615/InterJEnerCleanEnv.2012005839>. Special Issue on M-Cycle Fundamentals and Applications.
- [19] Worek W.M., Khinkis M., Kalensky D., Maisotsenko V., Integrated desiccant indirect evaporative cooling system utilizing the Maisotsenko cycle, in: *HT2012, Proceedings of the ASME 2012 Summer Heat Transfer Conference, HT2012-58039*.
- [20] Miyazaki T., Nikai I., Akisawa A., Simulation analysis of open cycle adsorption air conditioning system – numeral modeling of a fixed bed dehumidification unit and the Maisotsenko cycle cooling unit, *Int. J. Energy Clean Environ.* 12 (2011) (2012) 341–354, <http://dx.doi.org/10.1615/InterJEnerCleanEnv.2012005977>.
- [21] Anisimov S., Pandelidis D., Jedlikowski A., Polushkin V., Performance investigation of a M (Maisotsenko)-cycle cross-flow heat exchanger used for indirect evaporative cooling, *Energy* 76 (2014) 593–606.
- [22] Anisimov S., Pandelidis D., Numerical study of perforated indirect evaporative air cooler, *Int. J. Energy Clean Environ.* 12 (2–4) (2011) 239–250, <http://dx.doi.org/10.1615/InterJEnerCleanEnv.2013006668> (“Special Issue on M-Cycle Fundamentals and Applications”).
- [23] Rianguvilaikul B., Kumar S., Numerical study of a novel dew point evaporative cooling system, *Energy Build.* 42 (2010) 2241–2250
- [24] State Standard B.2.5-67:2013. Heating, ventilation and conditioning. Ministry for Communities and Territories Development of Ukraine, 2014. 141 p

Сведения об авторах.



Дорошенко Александр Викторович – доктор технических наук, профессор кафедры ТДВЭ ОНАПТ, сфера научных интересов: теплофизика, теплообмен, альтернативная энергетика.
e-mail: dor_av43@i.ua



Гончаренко Сергей Александрович – аспирант кафедры ТДВЭ ОНАПТ, сфера научных интересов: теплофизика, холодильная техника, альтернативная энергетика.
e-mail: 777sk@ukr.net



Антонова Альфия Раисовна – кандидат технических наук, доцент кафедры ИТКБ ОНАПТ, сфера научных интересов – математическое моделирование, теплофизика, альтернативная энергетика.
email: allaantonova62@gmail.com