

Processes Of Heat-mass-Transfer In Apparatus Of Solar Absorbing Refrigeration Systems

Doroshenko A.V., Ludnitsky K.V.

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

Abstract. Ideology of development of the solar refrigeration systems and systems of air-conditioning, based on the use of absorbing cycle and solar energy for the regeneration of absorbent solution, is presented in the article. The processes of joint heat-mass-transfer are considered in the direct and indirect types of evaporated coolers taking into account the phenomenon of re-condensation of aquatic steams at the low temperature evaporated cooling of environments. The preliminary analysis of possibilities of the solar systems is executed as it applies in relation 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.

PROCESSE DE TRANSFER DE CĂLDURĂ ȘI DE MASĂ ÎN APARATELE SISTEMELOR DE REFRIGERARE SOLARE ABSORBȚIONALE

Doroșenco A.V., Liudnițchii K.V.

Institutul de Învățământ și de Cercetări de Refrigerare, Criotehnologii și Ecoenergetică al Academiei Naționale de Tehnologie Alimentare din Odesa, Ucraina

Rezumat. Lucrarea prezintă ideologia de dezvoltare a sistemelor de refrigerare solare de tip CXC și sisteme solare de climatizare a aerului de tip CXC, ce au la bază utilizarea ciclului termodinamic de absorbție și a energiei solare pentru regenerarea (recuperarea) a soluției absorbante. S-a examinat procesele concomitente de transfer de căldură și masă în răcitoarele evaporative directe și indirecte, ținând cont de procesele de recondensare a aburului la temperaturi reduse în procesele de climatizare. S-a realizat analiza preliminară a posibilităților sistemelor solare privind soluționarea problemelor de răcire și climatizare a aerului.

Cuvinte-cheie: Sisteme solare, uscarea aerului, răcire, schimb de căldură, transfer de masă, absorbție, desorbție, răcire evaporativă.

ПРОЦЕССЫ СОВМЕСТНОГО ТЕПЛОМАССОБМЕНА В АППАРАТАХ СОЛНЕЧНЫХ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ

Дорошенко А.В., Людницкий К.В.

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

Аннотация. В статье представлена идеология развития солнечных холодильных систем СХС и систем кондиционирования воздуха ССКВ, основанных на использовании теплоиспользующего абсорбционного цикла и солнечной энергии для регенерации (восстановления) раствора абсорбента. Рассмотрены процессы совместного тепломассообмена в испарительных охладителях прямого и непрямого типов с учетом явления ре-конденсации водяных паров при низкотемпературном испарительном охлаждении сред. Выполнен предварительный анализ возможностей солнечных систем применительно к задачам охлаждения сред и кондиционирования воздуха.

Ключевые слова: Солнечные системы, осушение воздуха, охлаждение сред, кондиционирование воздуха, тепломассообменная аппаратура, абсорбция, десорбция, испарительное охлаждение.

ВВЕДЕНИЕ

Интерес к возможностям испарительных воздухо- и водоохладителей как прямого, так и непрямого типа в последние годы неуклонно возрастает, что обусловлено их малым энергопотреблением и экологической чистотой [1-14]. Они могут использоваться как автономно, так и в составе солнечных 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). 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 [15].

I. Идеология развития и принципиальные схемные решения для солнечных осушительно-испарительных систем

Основная концепция создания многофункциональных солнечных систем (рис. 1):

1. Солнечные системы основаны на теплоиспользующем абсорбционном цикле открытого типа и состоят из осушительной части (абсорбер-осушитель 1 – десорбер-регенератор 2) и охладительной части (испарительных охладителей газов 3 и жидкостей 4 прямого (ГРД, позиции А и Г) или непрямого типов (НИО, позиции Б и В);

2. Поддержание непрерывности цикла обеспечивает либо альтернативный возобновляемый источник энергии, либо традиционный источник 8, при этом источником тепла для работы десорбера-регенератора является либо солнечная система, либо электро- или газовый бойлер, а также любой наличный источник тепловых выбросов; оптимальным для устойчивой работы систем является рациональное сочетание альтернативного и традиционного источников энергии;

3. В солнечной системе используются плоские солнечные коллекторы 6 как с металлическими, так и с полимерными теплоприемниками и другими элементами конструкции (прозрачное покрытие, корпусная часть) [1];

4. Основная формула сборки многоступенчатого блока охлаждения солнечной системы представляет собой базовый вариант АБР – НИО (рис. 1);

5. Охлаждение абсорбера-осушителя обеспечивает градирня технологического назначения

Принципиальные схемы разработанных солнечных систем представлены на рис. 1. Схемы включают: – осушительный блок в составе абсорбера-осушителя (1) и десорбера-регенератора (2), солнечную систему, в составе солнечных коллекторов СКж 6) и бака-теплоаккумулятора БТА, а также градирню технологического назначения, обслуживающую абсорбер; – охладительный блок, в составе воздухоохладителя непрямого испарительного типа НИО (3) и водоохладителя-градирни ГРД (4). Первый вариант сориентирован на создание альтернативных систем кондиционирования воздуха ССКВ, второй на создание холодильных систем различного назначения СХС.

II. Процессы совместного теплообмена в испарительных охладителях прямого и непрямого типов

Рассмотрим процессы совместного теплообмена при испарительном охлаждении сред на примере прямого испарительного охлаждения воды. Результирующее снижение ее температуры достигается совместным действием следующих процессов: 1) теплоотдачей соприкосновением (перенос теплоты путем теплопроводности и конвекцией); 2) теплообмен излучением; 3) поверхностным испарением воды в поток воздуха (диффузия водяных паров в воздухе). Преобладающую роль здесь играет поверхностное испарение (70-80 % теплоты, отдаваемой водой). Суммарное количество теплоты, отдаваемой водой (рис. 2):

$$dQ_{\Sigma} = dQ_{\alpha} + dQ_{\beta} \quad (1)$$

В случае, когда $t_{жс} < t_2$ величина dQ_{α} входит в уравнение (1) с обратным знаком. Количество явной теплоты, отдаваемой водой воздуху, выразится уравнением:

$$dQ_{\alpha} = \alpha_2 (t_{жс} - t_2) dF_{\alpha} \quad (2)$$

При этом полагают, что $t_{жс} = t^*$, где t^* – температура поверхности жидкостной пленки, т.е. отсутствует градиент температур по глубине водяной пленки и ее термическое сопротивление

равно нулю: $R_{жс} = 0$. В работе [2] было показано, что в общем случае, для политропического процесса $R_{жс} \neq 0$ и $R_{\Sigma} = R_{\Gamma} + R_{жс}$. Скорость перехода молекул пара из прилегающего парогазового слоя в поток воздуха пропорциональна разности $(p_{II}^* - p_{II})$, где p_{II} - парциальное давление водяного пара в воздухе на значительном удалении от поверхности воды (в ядре воздушного потока). Количество испарившейся жидкости:

$$dg_{\beta} = \beta_p (p_n^* - p_n) dF_{\beta}, \quad (3)$$

где β_p - коэффициент массоотдачи, отнесенный к полной разности парциальных давлений водяного пара, кг/(м²с). Количество теплоты, затраченное на испарение:

$$dQ_{\beta} = r \cdot dg_{\beta} = r \cdot \beta_p (p_n^* - p_n) dF_{\beta}. \quad (4)$$

Поверхностное испарение может проходить лишь в том случае, когда $(p_n^* > p_n)$. Суммарно переносимое количество теплоты:

$$dQ_{\Sigma} = \alpha_2 (t_{жс} - t_2) dF_{\alpha} + r \beta_p (p_n^* - p_n) dF_{\beta}. \quad (5)$$

Merkel F. [2] предложил использовать в качестве движущей силы процесса переноса массы вместо разности парциальных давлений разность влагосодержаний $\Delta x = (x_2^* - x_2)$.

$$dQ_{\Sigma} = \alpha_2 (t_{жс} - t_2) \cdot dF + r \cdot \beta_x (x_2^* - x_2) dF. \quad (6)$$

Здесь полагаем, что $F_{\alpha} = F_{\beta} = F$. Это важное обстоятельство обычно игнорируется, но для насадок плотной многоканальной структуры, широко используемых сегодня в ТМА пленочного типа это вовсе не так, и отличие, как это было показано нами применительно к насадкам из полимерных материалов [1], оказывается значительным.

$$dQ_{\Sigma} = \beta_x \left[\frac{\alpha_2}{\beta_x} \cdot (t_{жс} - t_2) + r \cdot (x_2^* - x_2) \right] dF, \text{ где: } le = \frac{\alpha_2}{\beta_x} \cong c_p^* \quad (7)$$

Для системы вода-воздух отношение коэффициентов тепло- и массоотдачи является величиной постоянной. Это является выражением аналогии процессов тепломассопереноса, протекающих в динамическом поле температур и влагосодержаний. На самом деле, наличие аналогии, выражаемое эмпирическим соотношением Льюиса (le), зависит от реальности протекающих процессов в системе, от соотношения поверхностей тепло- и массопереноса, и не распространяется на ситуацию насыщенного влажного воздуха, когда в районе равновесной кривой могут иметь место процессы реконденсации. Пренебрегая зависимостью r от температуры, находим:

$$dQ_{\Sigma} = \beta_x \left[c_p^* \cdot (t_{жс} - t_2) + r \cdot (x_2^* - x_2) \right] dF \quad (8)$$

$$dQ_{\Sigma} = K_h \cdot (h_2^* - h_2) \cdot dF, \quad (9)$$

где K_h – общий коэффициент тепломассопереноса (коэффициент переноса суммарного тепла и массы в системе, по принятому в англоязычной литературе определению), отнесенный к разности энтальпий. Он выражает интенсивность процесса тепломассообмена, обусловленного совместными механизмами конвекции и диффузии. Абсолютные величины коэффициентов переноса равны: $|\beta_x| = |K_h|$. Уравнение (9) – это основное уравнение метода «энтальпийного потенциала». Оно позволяет существенно упростить расчет процессов тепломассообмена, поскольку вместо двух движущих сил используется одна – энтальпийный напор, вместо двух коэффициентов переноса α_2 и β_x – один K_h .

Для случая, когда учитывается термическое сопротивление жидкостной пленки, то есть $R_{жс} \neq 0$, уравнение (9) запишется:

$$dQ_{\Sigma} = \beta_h \cdot (h_2^+ - h_2) \cdot dF \quad (10)$$

где h_2^+ – значение энтальпии воздуха при $t_{\Gamma} = t^*$ и $\varphi_{\Gamma} = 100\%$. Анализ процессов совместного тепло- и массопереноса при прямом контакте газа и жидкости был выполнен с учетом следующих упрощающих предпосылок:

а) допущение о постоянстве расхода жидкости ($\Delta G_{жс} = 0$). При испарении либо конденсации в системе этот расход реально изменяется. Погрешность, обусловленная упрощением, составляет от 3 до 20% [2];

б) погрешность, вносимая заменой движущей силы dp на dx_2 и от пренебрежения влиянием Стефанового потока массы (конвективный поток массы, возникающий из-за непроницаемости поверхности жидкости потоку воздуха; закон односторонней диффузии Стефана);

в) допущение, что эмпирическое соотношение Льюиса равно единице ($l_e = 1$). Этот вопрос тесно связан с допущением о равенстве поверхностей обмена $F_m = F_M = F$, т.е. является комплексным допущением в виде $y = a \wedge l_e = 1$. Литературные данные по вопросу о величине l_e для рассматриваемых процессов очень противоречивы и дают разброс от 0,25 до 1,0, причем основными причинами этого является некорректность вычислений, обусловленная не учетом однородности поверхностей контакта фаз, выполнением условия $L_e = a / D$ (где L_e – число Льюиса) и др;

г) пренебрежением термическим сопротивлением жидкостной пленки $R_{жс} = 0$. Для политропических процессов в системе вода-воздух по данным работ [2, 10] термическое сопротивление системы равномерно рассредоточено между двумя фазами;

д) дополнительная ошибка может иметь место при усреднении движущей силы $\overline{\Delta h_2}$. Приближенные методы и погрешности усреднения рассмотрены в работе [2]; они основаны на замене участка равновесной кривой прямолинейной, параболической, либо экспоненциальной зависимостями.

е) величины r и c_p принимаются постоянными в заданных диапазонах изменения основных параметров, что особых сомнений не вызывает.

Основной вклад в суммарную ошибку вносят допущения: $R_{жс} = 0$; $\Delta G_{жс} = 0$; $y = 1$. Величина ошибки может составлять от 10% до 15% [2, 10]. Следует отметить, что без принятых упрощающих предпосылок вывод уравнения (10) невозможен. Уравнение энтальпийного баланса:

$$G_{жс} c_{жс} (t_{жс}^1 - t_o) + G_2 [r_o x_2^1 + c_p^* (t_2^1 - t_o)] = G_{жс2} c_{жс} (t_{жс}^2 - t_o) + G_2 [r_o x_2^2 + c_p^{*2} (t_2^2 - t_o)] \quad (11),$$

$$G_{жс} c_{жс} dt_{жс} = G_2 dh_2$$

это уравнение «рабочей линии» процесса испарительного охлаждения (рис. 3, линия АВ). Таким образом, $t_{жс}$ линейно зависит от h_2 , причем угол наклона линии равен:

$$tg \alpha = \frac{dh_2}{dt_{жс}} = \frac{G_{жс} \cdot c_{жс}}{G_2}$$

Значение энтальпийного напора в любом сечении аппарата равно вертикальному отрезку между кривой насыщения и рабочей линией (при условии отсутствия термического сопротивления водяной пленки). Основное уравнение Меркеля с учетом (11), запишется:

$$\frac{K_h F}{G_{жс}} = \int_{t_{жс}^2}^{t_{жс}^1} \frac{c_{жс} \cdot dt_{жс}}{(h_2^* - h_2)} \quad (12)$$

Правая часть этого уравнения содержит только термодинамические параметры потоков, левая – конструктивные и эксплуатационные характеристики испарительного охладителя (рабочую поверхность, расход воды и коэффициент тепломассопереноса). Это делает уравнение (12) удобным для практических расчетов. Величина $\frac{K_h F}{G_{жс}} = K_v$ носит название *критерия испарения*.

В работах *Mickley H.* и *Mizushina T.* [по работе 2] разработан метод анализа теплообмена при ИО сред, основанный на ступенчатых построениях на Н-Т диаграмме влажного воздуха. При этом используются выражения:

$$-\frac{\alpha_{жс}}{\beta_h} = \frac{(h_2^+ - h_2)}{(t_{жс} - t^*)} \quad (13)$$

$$\frac{\Delta h_2}{\Delta t_2} \cong \frac{(h_2^+ - h_2)}{(t^* - t_2)} \quad (14)$$

Уравнение (13) соответствует на Н-Т диаграмме «конноде» БД (рис. 3Г). В рассматриваемом сечении аппарата эта линия соединяет точку с координатами $h_2, t_{жс}$ (рабочая линия) с точкой на кривой равновесия, отвечающей состоянию поверхности раздела (h_2^*, t^*). Поскольку величины коэффициентов $\alpha_{жс}$ и β_h по высоте аппарата, при выбранных расходах потоков, остаются неизменными, наклон «конноды» в любом сечении также одинаков. Уравнение (14) носит приближенный характер, в связи с переходом к конечным приращениям. Рассмотрим использование уравнений (13) и (14) при переходе от сечения I-I к сечению II-II (рис. 3Г). Точка E^1 характеризует состояние потока воздуха в нижнем сечении аппарата (h_2, t_2). На расстоянии $\Delta h^* = \Delta h / n$ от этого сечения проведем горизонталь, характеризующую положение рабочей линии в новом сечении (II-II). E^C и E^*C^* – соответствующие положение «соединительных линий» процесса. Соединив точку E^1 с точкой C , лежащей на пересечении «соединительной линии» E^C и кривой насыщения, получаем направление изменения состояния воздуха между двумя рассматриваемыми сечениями, причем точка E^* (пересечение E^1C и горизонтали, соответствующей вышерасположенному сечению по высоте аппарата, – разбиению располагаемого энтальпийного потенциала на ряд равновеликих участков) характе-

ризует состояние воздуха в сечении II-II. Линия ЕС – линия изменения состояния воздуха на данном участке разбиения. Аналогичные построения можно выполнить при переходе от сечения II-II к III-III и далее. Описанные построения проводят для ряда сечений между нижним и верхним концами насадки аппарата. В результате, пересечения кривой $E^1-E^*-E^{**} \dots$ с линией h_2^2 даст состояние воздуха, покидающего аппарат (E^2). Указанные построения возможны лишь при известных величинах $\alpha_{жс}$ и β_h . (известном наклоне «конноды»). Задача построения кривой состояния воздушного потока решается методом последовательных приближений: выбираем значение $\alpha_{жс} / \beta_h$, определяем графическим путем $t_2^{2расчет}$ и сопоставляем ее значение с экспериментально установленной величиной $t_2^{2эксп}$. При этом диапазон $\Delta t_{жс} \cdot (\Delta h_2)$ делится на n равных частей, причем с ростом n точность метода повышается. Равенство температур $t_2^{2p} = t_2^{2э}$ свидетельствует о правильности выбора указанного выше соотношения, определяющего окончательное положение линии изменения состояния воздушного потока по высоте аппарата. Метод справедлив для системы вода-воздух в процессах, как испарения, так и конденсации. Применимость рассмотренного метода ограничена рамками системы вода-воздух и отсутствием явления «реконденсации».

Основываясь на аналогии тепло- и массообменных процессов, применим основные положения двухпленочной теории Льюиса к системе вода-воздух: 1) на границе раздела фаз (газ-жидкость, пар – жидкость) со стороны каждой фазы возникают пограничные пленки (газовая пленка и жидкостная пленка), создающие основное сопротивление при переходе вещества из одной фазы в другую; 2) на границе раздела двух фаз, соответственно на границе раздела между пленками, создаются условия подвижного равновесия, т.е. достигаются стационарные условия протекания процесса; 3) теплоотдача в пределах каждой фазы рассматривается независимо.

Запишем основное уравнение метода энтальпийного потенциала для двух характерных случаев: $\alpha_{жс} = \infty$ ($R_{жс} = 0$) и $\alpha_{жс} \neq \infty$ ($R_{жс} \neq 0$):

$$dQ_{\Sigma} = K_h \cdot (h_2^+ - h_2) dF \quad (15)$$

$$dQ_{\Sigma} = \beta_h \cdot (h_2^+ - h_2) dF \quad (16)$$

$$h_2^* = \bar{m} \cdot t_{жс} + b_1, \quad h_2^+ = \bar{m} \cdot t^* + b \quad (17)$$

$$K_h \cdot (h_2^* - h_2) dF = \beta_h (h_2^+ - h_2) dF,$$

где: \bar{m} – величина, учитывающая кривизну линии насыщения (тангенс угла наклона линии насыщения); b_1, b – постоянные величины. Справедливость последнего равенства при этих условиях отмечено в работах [2, 10]. Далее получим:

$$\frac{1}{FK_h} = \frac{1}{F\beta_h} + \frac{\bar{m}}{F\alpha_{жс}}, \quad R_{\Sigma} = R_2 + \bar{R}_{жс} \quad (18)$$

Полученное уравнение аддитивности фазовых сопротивлений (18) связывает общее термическое сопротивление в системе $R_{\Sigma} = \frac{1}{FK_h}$ с термическим сопротивлением воздушной

$R_2 = \frac{1}{F\beta_h}$ и водяной $\bar{R}_{жс} = \frac{\bar{m}}{F\alpha_{жс}}$ фаз. Преимущественное влияние сопротивления газовой или жидкостной пленки определяется в зависимости от растворимости газа в жидкости.

Применительно к процессу непрямого испарительного охлаждения в НИО (рис. 4) в качестве естественных пределов охлаждения основного и вспомогательного воздушных потоков можно рассматривать температуру полного воздушного потока (либо вспомогательно-го воздушного потока на входе в НИО, в зависимости от применяемой схемы контактирования воздушных потоков) по мокрому термометру t_M^1 , увеличенную на несколько градусов, в зависимости от соотношения расходов воздушных потоков в аппарате $1 = G_O / G_B$: $t^0 = t_M^1 + \Delta t$, что связано с процессом переноса тепла в «явном» виде от основного к вспомогательному потоку и повышением температуры рециркулирующей через «мокрую» часть аппарата жидкости, которая остается в цикле постоянной. Термическая эффективность НИО по основному и вспомогательному потокам:

$$E_O = (t_o^1 - t_o^2) / (t_o^1 - t^0); \quad E_B = (t_B^1 - t_B^2) / (t_B^1 - t^0) \quad (19)$$

Полная эффективность процесса по вспомогательному воздушному потоку, учитывая процесс совместного теплообмена с рециркулирующей водой, запишется:

$$E_B^* = (h_B^2 - h_B^1) / (h_{II}^* - h_B^1), \quad (20)$$

где h_{II}^* значение энтальпии воздушного потока, покидающего аппарат при условии $\varphi_B^2 = 100\%$ (с учетом реального наклона «конноды», – точка C^n на рис. 4Б), при этом наклон «конноды» обусловлен реальным соотношением интенсивностей переноса тепла и массы в НИО: величиной α_r^o / β_r^B , т.е. $h_B^2 = h_{II}^*$. Следует предположить наличие зависимостей:

$$E_O = f(1 = G_O / G_B), t_{II}, t^0) \quad \text{и} \quad E_B(E_B^*) = f(1 = G_O / G_B), t_{II}, t^0) \quad (21)$$

На рис. 4Б на диаграмме НТ влажного воздуха рассмотрен характерный случай протекания процессов непрямого испарительного охлаждения в НИО. Рабочая линия процесса в НИО – «КЛ» – связывает основные параметры основного (температуру, поскольку он охлаждается при неизменном влагосодержании) и вспомогательного потоков (энтальпию, поскольку процесс в «мокрой» части аппарата связан с переносом тепла и массы) воздуха. Здесь, как и в случае процесса в градирне, особый интерес представляет возможность правильного построения линии изменения состояния вспомогательного воздушного потока, поскольку это позволяет избежать опасности полного насыщения воздушного потока еще до его выхода из насадки аппарата, что может привести к реконденсации влаги и резкому падению эффективности процесса. Анализ возможностей испарительных охладителей НИО выполнен на основе ранее полученных в ОГАХ экспериментальных данных [1-9] с привлечением метода «энтальпийного потенциала». Ранее этот метод был развит в работах Micklely H.S., Mizushina T., Park J.E., and Vance J.M., и Дорошенко А. [по работе 2: Micklely H.S., and Sherwood T.K., Applied Mathematics in Chemical Engineering/ McGraw-Hill, New York, 1957; Mizushina T., Chem. Eng. Soc. (Japan), 13, p7-17, 1960; Park J.E., and Vance J.M., Computer Model of Crossflow Towers, in “Cooling Towers”. American Institute of Chemical Engineers, 1972] применительно к процессу теплообмена при испарительном охлаждении воды в градирнях и получил широкое распространение в международной практике [10-14]. В настоящей работе метод «энтальпийного потенциала» впервые используется применительно к анализу процессов в НИО.

Solar liquid-desiccant cooling and air conditioning systems

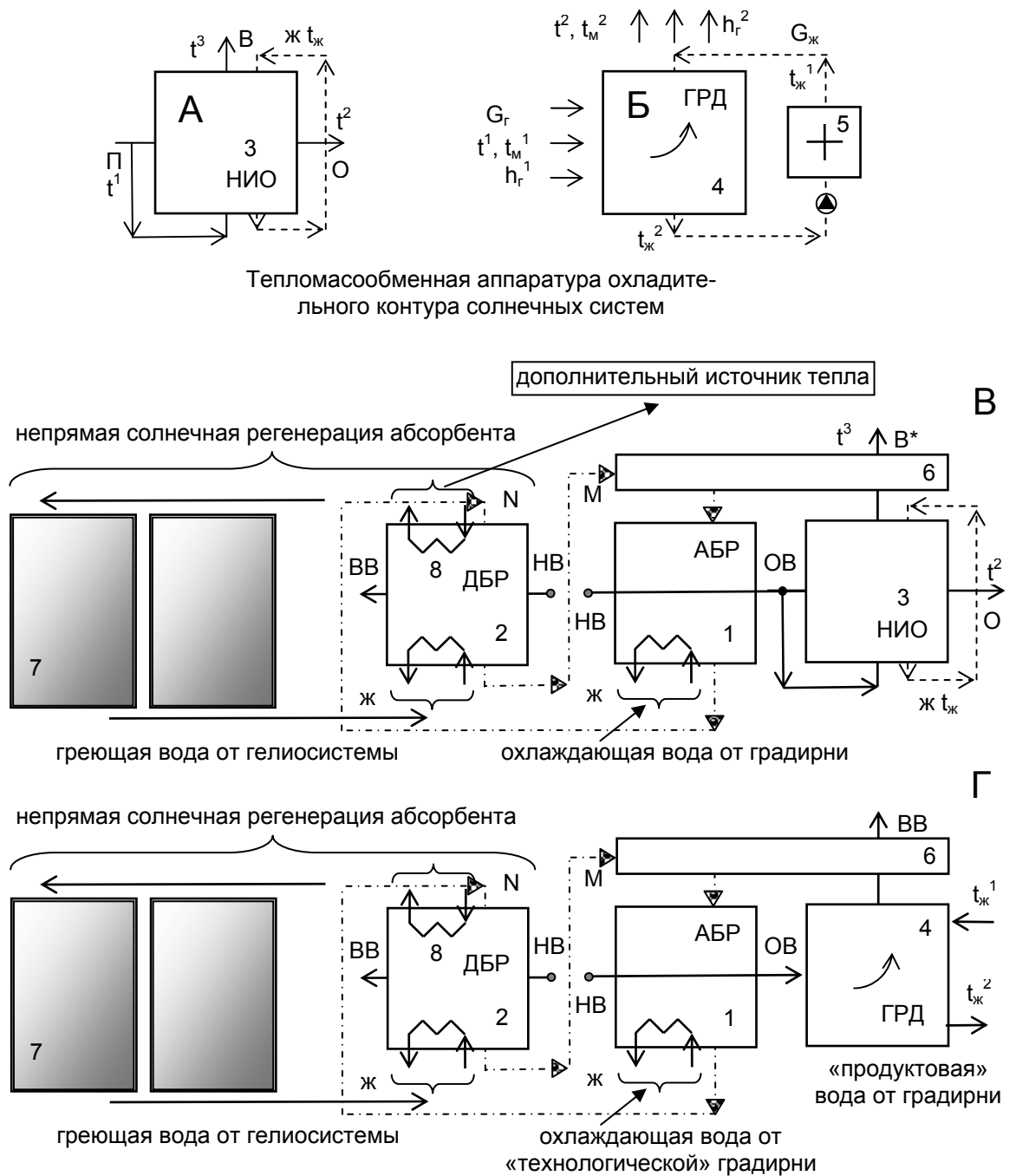


Рис. 1. К оформлению принципиальной схемы солнечной системы; А-Б – основные варианты испарительных охладителей; В и Г – системы ССКВ и СХС.

Обозначения:

1 – абсорбер-осушитель наружного воздуха АБР; 2 – десорбер-регенератор ДБР; 3 – испарительный воздухоохладитель НИО; 4 – градирня ГРД; 5, 6 – теплообменник; 7 – солнечная система, обеспечивающая процесс регенерации абсорбента; 8 – дополнительный греющий источник.

НВ (П) – наружный воздух; ОВ – осушенный воздух; О – воздух, прошедший термовлажностную обработку в НИО; В – «вспомогательный» воздушный поток; ВВ – выбрасываемый в среду воздух; N, М – крепкий и слабый растворы абсорбента

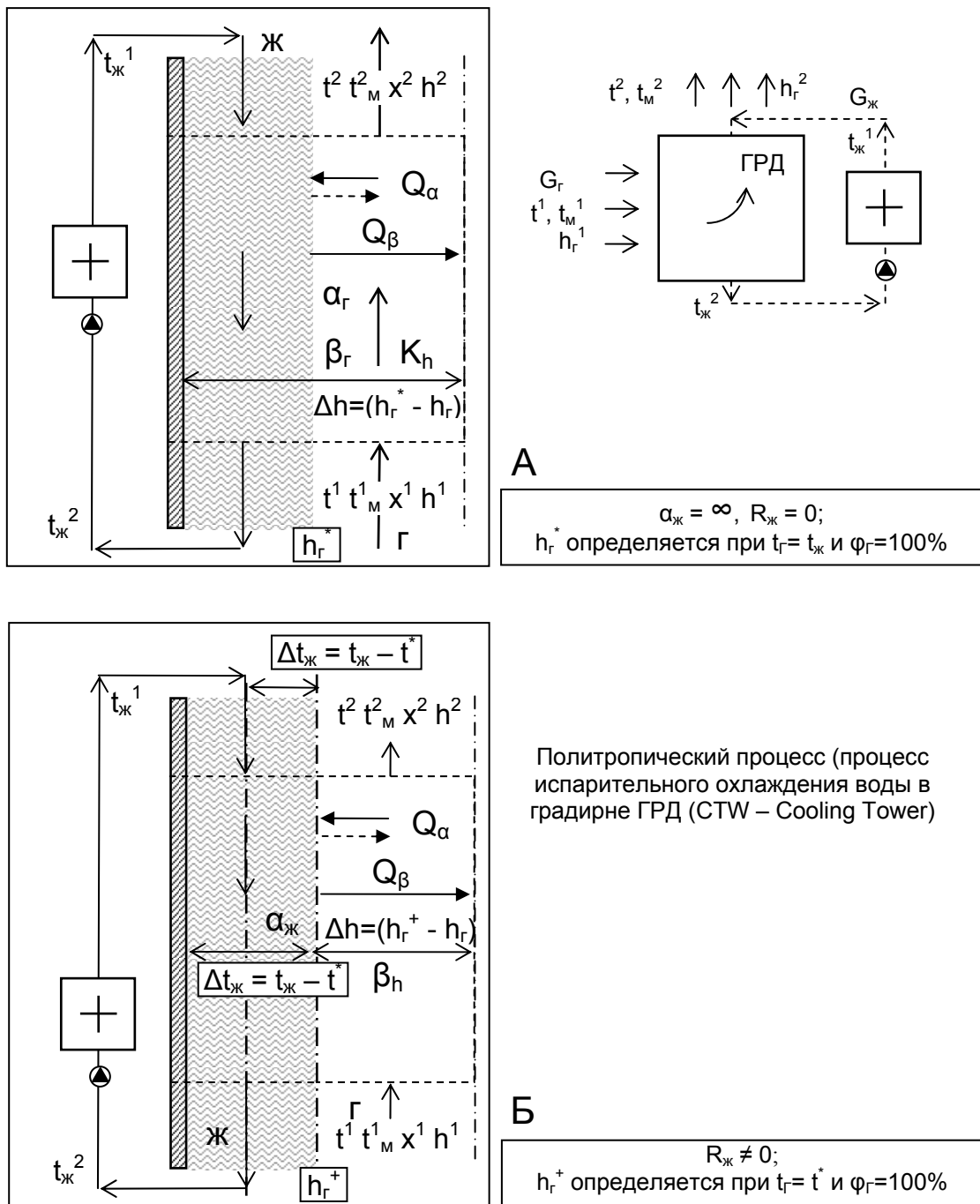


Рис. 2. К моделированию процессов совместного теплообмена при испарительном охлаждении в аппаратах прямого типа (при непосредственном контакте газа и жидкости)

А – процесс в водоохладителе-градирне ГРД;

Б – процесс теплообмена в градирне с учетом термического сопротивления жидкостной пленки

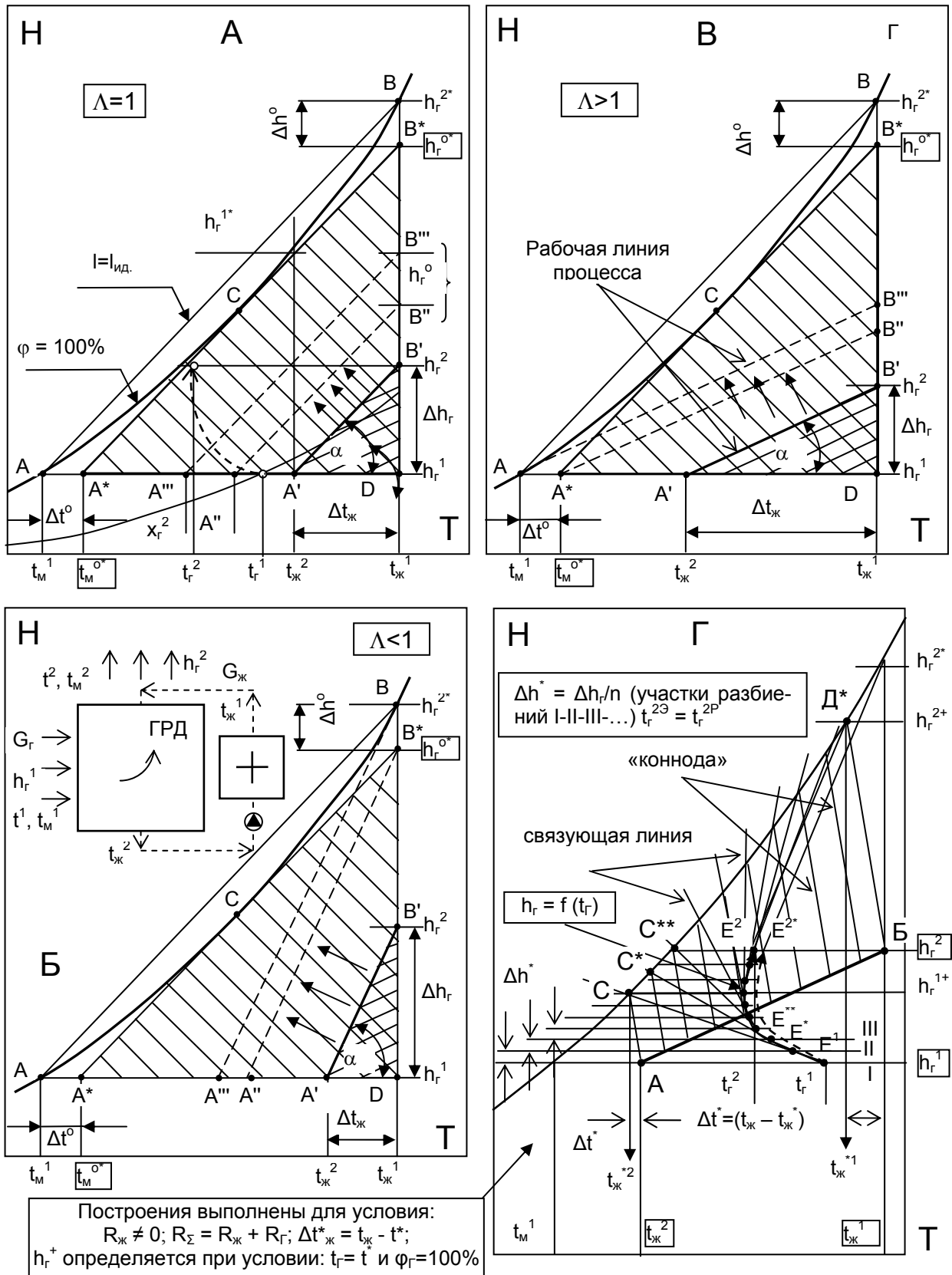


Рис. 3. Определению пределов испарительного охлаждения и степени эффективности процесса (А, В и В); влияние положения рабочей линии процесса (соотношения расходов $I = G_{Г} / G_{ж}$) на значения пределов охлаждения жидкости и использования воздушного потока в испарительном охладителе (градирне ГРД); Г – построение линии изменения состояния воздушного потока ($E^1 E^{2*} \dots$) по высоте аппарата для противоточной схемы, при условии $R_{ж} \neq 0$

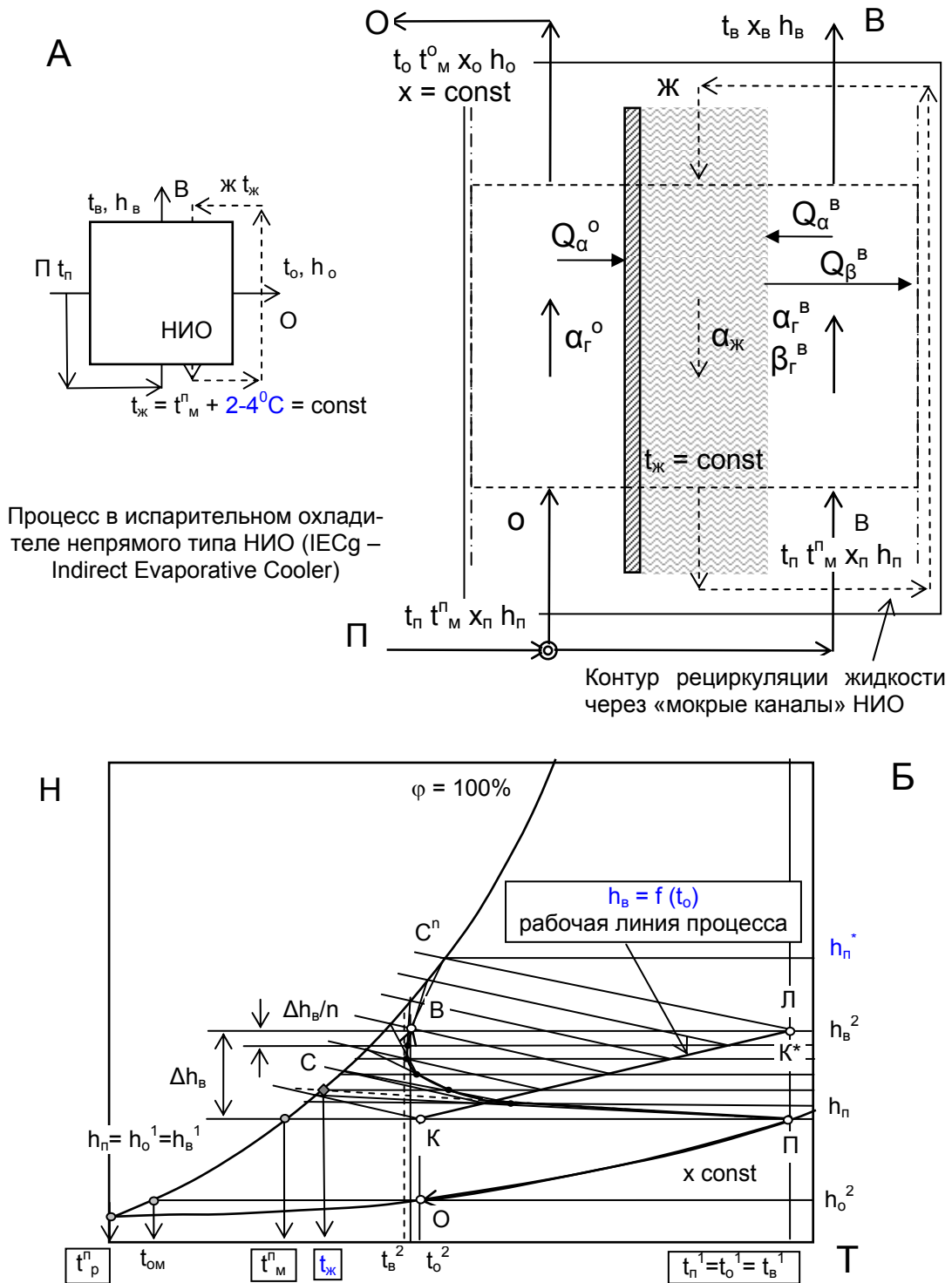


Рис. 4. К моделированию процессов совместного теплообмена при испарительном охлаждении в аппаратах непрямого типа

А – процессы в НИО;

Б – изображение процессов на *Н-Т* диаграмме влажного воздуха (*ПО* и *ПВ* – основной и вспомогательный воздушные потоки; *КЛ* – рабочая линия процесса в НИО)

Solar liquid-desiccant cooling and air conditioning systems
 Осушительно-испарительный контур солнечной системы

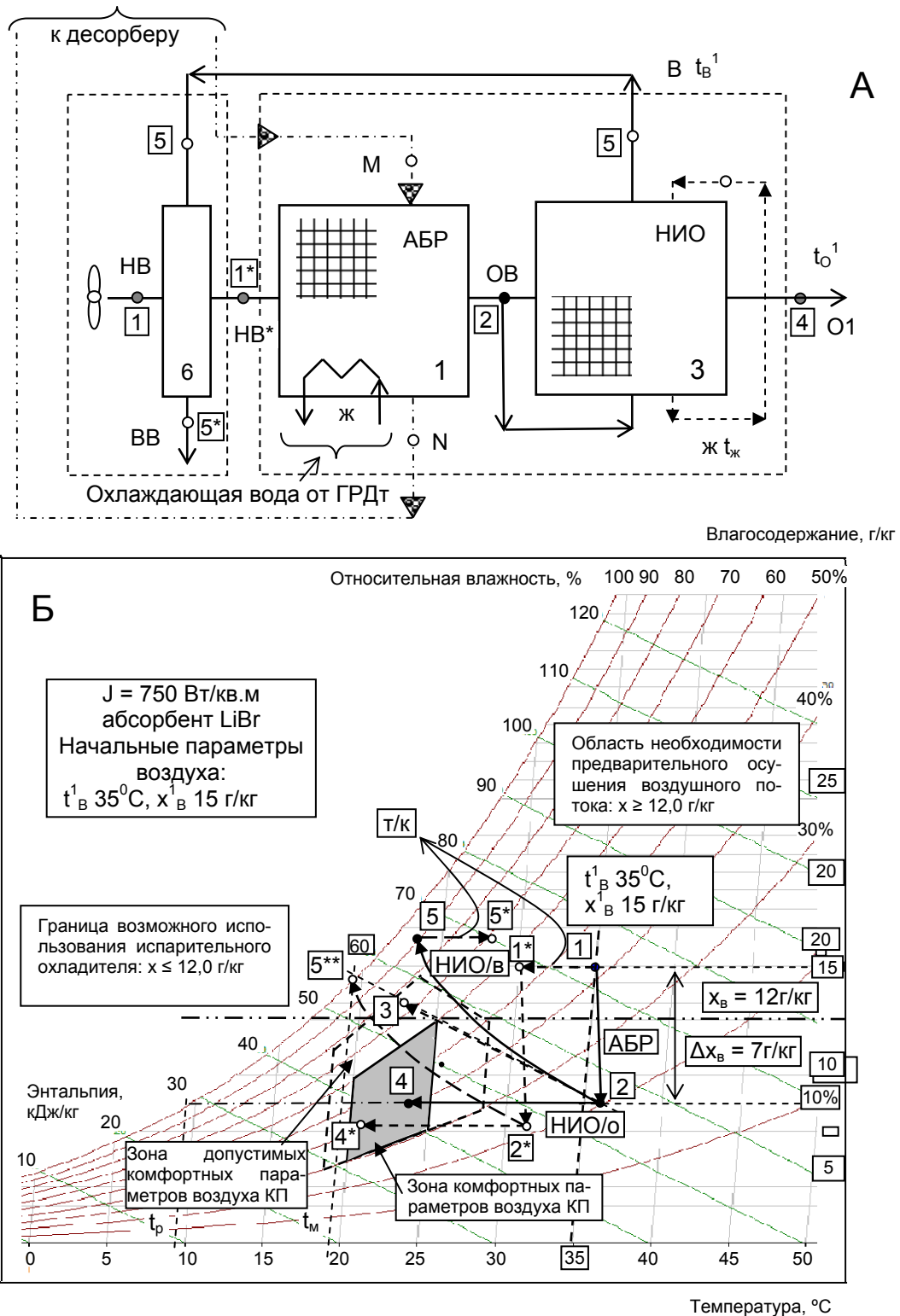


Рис. 5. Принципиальные возможности разработанных ССКВ (формула АБР-НИО). Обозначения по рис. 1, доп: 1-2 – процесс осушения воздуха в абсорбере; 2-4 – охлаждение основного воздушного потока в НИО; 2-5 – вспомогательный воздушный поток в НИО; 2-3 – процесс испарительного охлаждения воздуха в ИО прямого типа (ПИО); 1-1*-2*-4* (2*-5**) – те же процессы, при использовании теплообменника б в схеме АБР-НИО

На рис. 4Б показаны процессы: П-О и П-В; – охлаждения основного воздушного потока и изменения состояния вспомогательного воздушного потока в НИО, соответственно. Процесс построения линии изменения состояния вспомогательного воздушного потока П-В основан на использовании метода «энтальпийного потенциала», с использованием «коннод» и «связующих линий процесса» для каждой ступени разбиения располагаемого перепада энтальпий по вспомогательному воздушному потоку, соответственно [1]. Наклон этих линий определяется соотношением интенсивностей переноса в воздушных потоках, то есть отношением (α_r^B / β_r^B) , при этом полагаем, что значения коэффициентов теплоотдачи α_r^B и α_r^O равны. Разработано соответствующее программное обеспечение расчетов. Особо отметим, что вопрос о фазовых сопротивлениях применительно к процессу в НИО вообще не рассматривался в научной литературе, в то время как эти процессы и аппараты получают в последние годы приоритетное направление развития. Следует отметить минимальное количество данных в мировой научной периодике по этому вопросу применительно к процессам испарительного охлаждения сред. Ранее были опубликованы данные А. Дорошенко [2], полученные при изучении процессов совместного тепломассообмена при испарительном охлаждении воды в градирнях, из которых следует, что величина $R_{ж}$ может составлять до 50% от R_{Σ} . В монографии [10 (*глава 7: Одновременная тепло- и массопередача*)] указывается величина $R_{ж}$, равная «27-46% от общего сопротивления переносу энтальпии между фазами». Здесь, в нашей терминологии, имеется в виду суммарный перенос тепла механизмами конвекции и диффузии между газом и жидкостью (водой и воздушным потоком).

Без учета реальных фазовых термических сопротивлений фаз невозможен анализ процесса реконденсации, играющего большую роль при создании низкотемпературных ИО сред.

III. Предварительный анализ возможностей многофункциональных солнечных систем

Анализ выполнен на основе ранее полученных в ОГАХ экспериментальных данных по эффективности процессов в тепломассообменных аппаратах осушительного и охладительного контуров [1-9]. Начальное влагосодержание наружного воздуха выбрано выше критической величины $x^* \approx 12,5\text{г/кг}$, что требует обязательного осушения воздуха перед испарительным охлаждением среды (газа либо жидкости) для обеспечения комфортных параметров воздуха в ССКВ или требуемой температуры охлаждения в СХС. На рис. 5 в поле Н-Т диаграммы влажного воздуха показано протекание процессов в основных элементах солнечной системы применительно к схеме, оформленной по формуле: АБР – НИО. Анализ возможностей ИО нами выполнен на основе результатов, ранее полученных в ОГАХ для ИО непрямого (НИО) типа [1, 2]. Экспериментальные данные приведены по НИО с насадкой из алюминиевой гофрированной фольги с параметрами слоя: $d_{\text{Э}} = 12\text{мм}$; $H_{\text{РН}} = 400\text{мм}$, и на насадке из многоканальных многослойных поликарбонатных плит с параметрами слоя: $d_{\text{Э}} = 15\text{мм}$, $H_{\text{РН}} = 400\text{мм}$. 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, 12]. Для НИО, на основе ранее полученных нами экспериментальных данных, принята величина эффективности процесса охлаждения по основному и вспомогательному потокам, равная $E_O = E_B = (t^I - t^J)/(t^I - t_M) = 0.65$, при эффективности теплообменников $E_{T/O} = 0.8$. Температура воды, рециркулирующей через «мокрую» часть НИО, принята $t^*_{Ж} = t^I_M + 1,5-2,5^{\circ}\text{C}$. На самом деле эффективность охлаждения вспомогательного воздушного потока несколько выше, чем основного, величина E_B несколько выше чем E_O , а реальное значение величины $t^*_{Ж}$ зависит от соотношения расхода воздушных потоков в «сухой» и «мокрой» частях НИО, $l = G_O / G_B$ [1, 2], так что результаты выполненного анализа носят предварительный

характер и несколько занижены. На диаграмме влажного воздуха Н/Т показана область комфортных параметров воздуха, обусловленная сочетанием температуры и относительной влажности воздуха в кондиционируемом помещении (КП) [1].

На рис. 5 показаны процессы: – осушения воздушного потока в абсорбере АБР (1-2 и 1*-2*); – охлаждения основного воздушного потока при неизменном влагосодержании в НИО (2-4 и 2*-4*); – изменения состояния вспомогательного воздушного потока (2-5 и 2*-5*). Выбрасываемый из НИО вспомогательный воздушный поток выносит все тепло в «связанном» виде и является холодным, что позволяет его использование для предварительного охлаждения воздуха перед абсорбером. Точки, помеченные индексом *) соответствуют схеме с использованием потенциала холодного (но влажного) вспомогательного воздушного потока, покидающего НИО. Это позволяет понизить температуру «продуктового» воздушного потока (точка 4* на диаграмме Н-Т).

Выводы:

1. В мировой научной периодике имеется минимальное количество данных по вопросу распределения фазовых термических сопротивлений в процессах испарительного охлаждения сред; авторами показано, что величина $R_{ж}$ может составлять до 50% от R_{Σ} ; в монографии [10] указывается величина $R_{ж}$ равная 27-46% от R_{Σ} ; вопрос о фазовых сопротивлениях применительно к процессам в НИО вообще не рассматривался в научной литературе, в то время как эти процессы и аппараты получают в последние годы приоритетное направление развития;

2. Впервые разработана методология определения фазовых термических сопротивлений применительно к испарительным охладителям непрямого типа, позволяющая учитывать, при проектировании охладителей, явление «реконденсации влаги» при глубоком охлаждении сред;

3. Разработана концепция создания нового поколения многофункциональных солнечных систем кондиционирования воздуха ССКВ и солнечных холодильных систем СХС, основанных на теплоиспользующем абсорбционном цикле открытого типа и состоящих из осушительной части в составе абсорбера-осушителя – десорбера-регенератора и охладительной части, в составе испарительных охладителей газов и жидкостей прямого (водоохладитель-градирня ГРД), или непрямого (воздухоохладитель НИО) типов

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Альтернативная энергетика. Солнечные системы тепло-хладоснабжения: монография /А. В. Дорошенко, М. А. Глауберман. - Одесса: ОНУ, 2012. - 446 с
- [2] Doroshenko A. V., Compact heat-mass exchange equipment for the refrigerating technics (the theory, calculation, an engineering practice). The thesis for Doctor of Science degree, the Odessa Institute of Low-temperature Technics and Energetics. Odessa. 1992. v. 1. 350 pp., v. 2. 260 pp.
- [3] Дорошенко А.В., Глауберман М.А., Анализ возможностей испарительного охлаждения в автономных и комбинированных солнечных системах. Problemele Energeticii Regionale, Moldova, Academia de Stiinte, Institutul de Energetica, 4 (11) 2009, стр. 57-69.
- [4] Дорошенко А.В., Силич С.С., Глауберман М.А. Многофункциональные солнечные системы тепло-хладоснабжения, Problemele Energeticii Regionale. Moldova, Academia de Stiinte, Institutul de Energetica, 3(14) 2010 p. 44-52
- [5] Alexander V. Doroshenko. Leonid P. Kholpanov, Yury P. Kvurt. «Alternative Refrigerating, Heat-Pumping and Air-Conditioning Systems on the Basis of the Open Absorption Cycle and Solar Energy». USA. Nova Science Publishers, Inc. 2010, 210p.

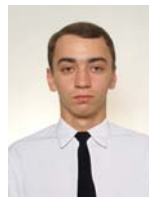
- [6] Doroshenko A., Boris Blyukher, Solar Power Engineering (Theory, Development, Practice), Handbook of Research on Solar Energy Systems and Technologies IGI Global, USA. 2012., 445 p.
- [7] Guangming Chen, Zheng JIAO (Ningbo Institute of Technology, Zhejiang University), Doroshenko A., Shestopalov K., Design and Modeling of a Collector-Regenerator for Solar Liquid Desiccant Cooling System. International Sorption Heat Pump Conference, March 31-April 3, 2014
- [8] Doroshenko A., Shestopalov K., Khliyeva K Development of new schematic solutions and heat and mass transfer equipment for alternative solar liquid desiccant cooling systems. International Sorption Heat Pump Conference, March 31-April 3, 2014
- [9] Doroshenko A., Blyukher B., Sit M. Multistage Evaporative Coolers For Cooling And Conditioning Systems 9th Intern. Conference on Industrial Power Engineering, 22-24 May 2014.
- [10] Шервуд Т., Пигфорд Р., Уилки Ч. Массопередача. Москва, «Химия», 1982, с. 696
- [11] 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.
- [12] McNab J. L., McGregor P., 2003, Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessicant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. 21^h International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0646.
- [13] 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.
- [14] 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.
- [15] Koltun, P. Life Cycle Assessment of a Conventional and Alternantive Air-Conditioning Systems. P. Koltun, S. Ramakrishnan, A. Doroshenko, M. Kontsov. 21^h International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0140, 2003. P. 45-57.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ:

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.