

**Дорошенко А. В.<sup>1</sup>, Джамал Камал Хусейн<sup>2</sup>, Хасан Сади Ибрагим<sup>1</sup>,  
Глауберман М.А.<sup>3</sup>**

<sup>1</sup>Одесская государственная академия холода, 65082, г. Одесса, ул. Дворянская, 1/3,

<sup>2</sup>Ministry of Higher Education & Scientific Research – KRG

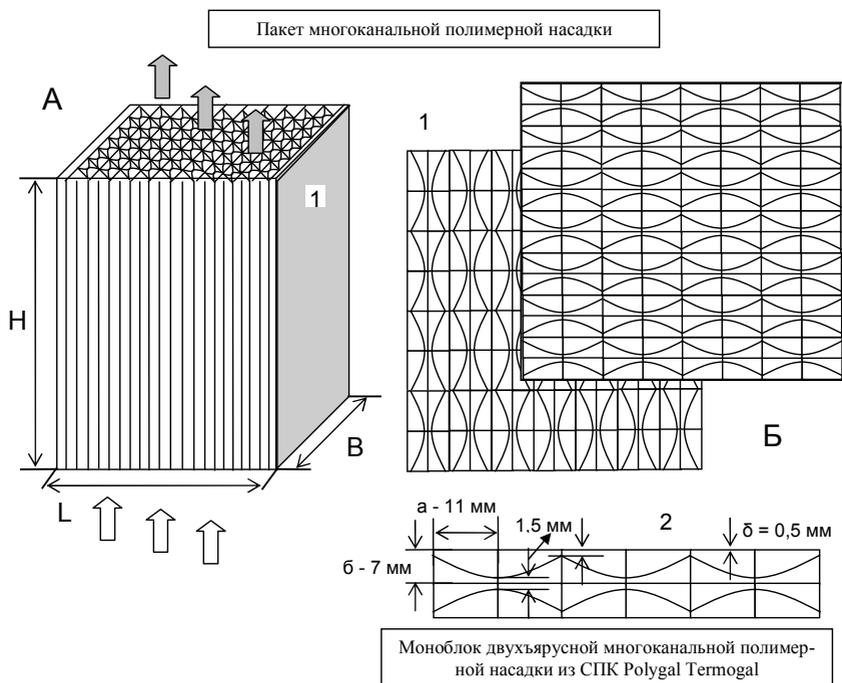
<sup>3</sup>ННВЦ при ОНУ им И. Мечникова, 65082, г. Одесса, ул. Дворянская, 2.

## **Теплофизические основы многофункциональных солнечных систем. Часть II.**

*Тепломасообменные аппараты осушительной и охладительной части схем многофункциональных солнечных систем основаны на пленочном поперечноточном взаимодействии потоков газа и жидкости и в них используются, для создания насадки, многоканальные многослойные структуры высокой плотности из полимерных материалов. Приведены результаты анализа процессов совместного тепломасообмена в аппаратах и рассмотрена проблема реконденсации в испарительных охладителях.*

**Введение.** Разработаны основные схемные решения для осушительно-испарительных холодильных и кондиционирующих систем с непрямой регенерацией абсорбента и современная тепломасообменная аппаратура для альтернативных систем на основе полимерных многоканальных и многослойных структур. В основу разработок положены результаты исследований авторов в области разработки и создания компактной аппаратуры пленочного типа.

**I. Тепломасообменная аппаратура для систем охладительного и осушительного контуров солнечных систем.** Общим требованием к тепломасообменной аппаратуре (ТМА) для разрабатываемых альтернативных систем являются: высокая интенсивность протекающих процессов и малое аэродинамическое сопротивление при транспорте воздушных и жидкостных потоков, поскольку количество ТМА и теплообменников, используемых в системах, многочисленно; достаточно широкий диапазон рабочих нагрузок по газу и жидкости, в котором работа ТМА является устойчивой; отсутствие загрязнений рабочих поверхностей, или их разрушения в процессе длительной эксплуатации. Авторами был выбран, в качестве основного универсального решения для всех ТМА альтернативных систем, пленочный тип аппарата, обеспечивающий раздельное движение потоков газа и жидкости при малом аэродинамическом сопротивлении и поперечноточная схема контактирования потоков газа и жидкости, как наиболее приемлемая в случае необходимости совместной компоновки многочисленных ТМА в едином блоке аппаратуры. Новым в настоящем исследовании является использование полимерных материалов для организации насадочного слоя ТМА и тип каналов насадки. Насадка пленочных поперечноточных ТМА (рис.1) образована вертикально установленными элементами в виде многоканальных двухъярусных плит из тонкостенного поликарбоната.



п/п	Характеристика материала	а	б
1	СПК Polygal Termogal прозрачный, 32мм (1,05*12,0)м	16 мм	16 мм
2	Сотовый поликарбонат Polygal прозрачный. 16мм (2,1*12)м	8 мм	8 мм
3	Сотовый поликарбонат Polygal прозрачный. 10мм (2,1*12)м	5 мм	5 мм
4	Сотовый поликарбонат Polygal прозрачный. 8мм (2,1*12)м	4 мм	4 мм
5	Сотовый поликарбонат Polygal прозрачный. 6мм (2,1*12)м	3 мм	3 мм
6	Сотовый поликарбонат Polygal прозрачный. 4мм (2,1*12)м	2 мм	2 мм

**Рис. 1.** Насадка тепломасообменного аппарата.

1 – многоканальная многоярусная насадка; 2 – моноблок двухъярусной многоканальной полимерной насадки; а, б – основные размеры канала насадки



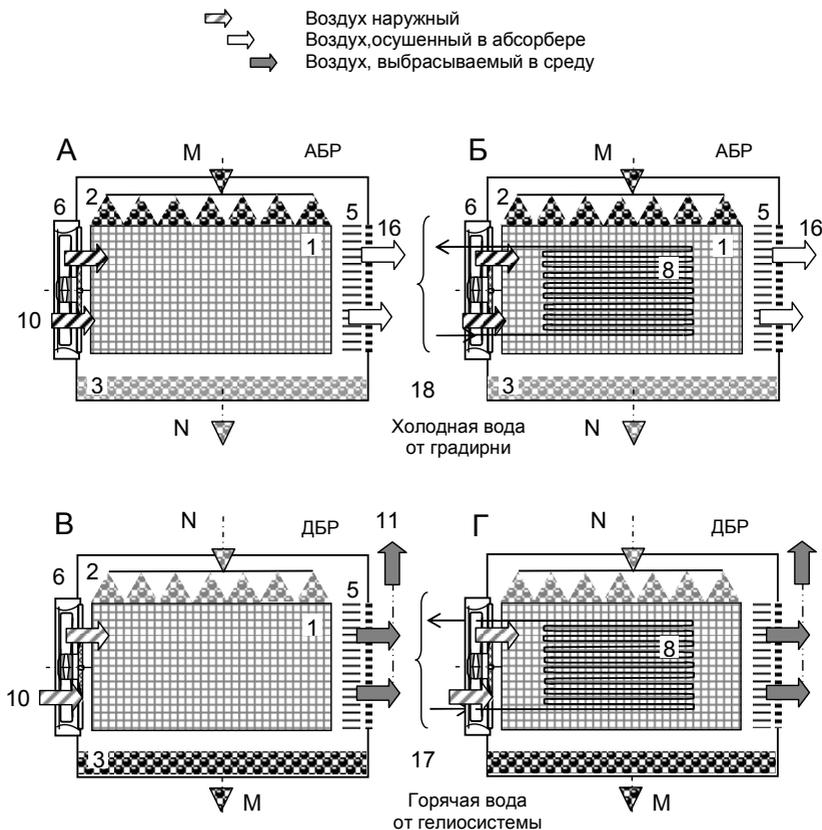
Плиты установлены эквидистантно друг другу и их каналы сложной формы расположены вертикально. Оптимальное значение плотности слоя насадки (расстояние между листами в элементе насадки и между элементами в слое насадки) было определено ранее в рамках теоретического и экспериментального изучения проблемы устойчивости пленочных двухфазных течений [1-2] и составляет: эквивалентный диаметр каналов насадки сложной формы – 20-30 мм.

Конструктивное оформление всех ТМА, входящих в разрабатываемые альтернативные системы унифицировано (абсорбер АБР, десорбер ДБР, градирня ГРД и двухконтурный ее вариант ГРД/Д, испарительный охладитель прямого ПИО и непрямого типа НИО). Они решены в виде пленочных поперечноточных аппаратов, в которых, в качестве основного элемента насадки используется вертикальная двухъярусная поликарбонатная многоканальная плита с нанесенной на ее внешнюю поверхность регулярной шероховатостью, в качестве основного метода интенсификации [5]. По внутренним каналам насадочных элементов стекает жидкостная пленка (вода в испарительных охладителях, или раствор сорбента в абсорбере), взаимодействуя с газовым потоком.

На рис. 2 показаны принципиальные схемы разработанных воздухо- и водоохладителей (градирен). Интерес представляют варианты градирен с бесконтактным охлаждением «продуктовой» воды (рис. 2, позиции Д и Е), что обеспечивает практическую независимость работы открытой системы, какой является градирня, при любых возможных внешних загрязнениях контактирующих потоков газа и жидкости (запыленность воздуха, высокая минерализация воды и др.). Это вариант двухконтурной «влажно-сухой» градирни, в которой, в зависимости от климатических условий и времени года, возможна реализация как процесса «сухого» охлаждения воды (так называемая «сухая» градирня), так и «влажного» испарительного ее охлаждения. Отметим, что при таком подходе к реализации процесса, может существенно снижаться необходимый расход подпиточной воды, как в результате уменьшения доли испарительного охлаждения, так и снижения каплеуноса воды в системе. В условиях интеграции градирен в составе альтернативной системы появляется также возможность использования выбрасываемых воздушных потоков для снижения, например, температуры осушенного в абсорбере воздушного потока, либо в иных задачах внутри системы (отметим, что в продуктовой градирне, благодаря предварительному осушению воздушного потока, температурный уровень охлаждения сред существенно понижается). Это касается различных возможностей вариантной проработки принципиальных схем [1 – 2].

На рис. 3 представлены решения для тепломасообменных аппаратов осушительного контура: позиции А, Б – абсорберы-осушители воздуха; позиции В, Г – десорберы-регенераторы. Все тепломасообменные аппараты, входящие в состав солнечных систем унифицированы конструктивно и в них используется единая элементная база.

**II. Метод энтальпийного потенциала в применении к анализу и расчету процессов в испарительных охладителях воды и воздуха.** На рис.4 показаны основные схемы взаимодействия воды и воздуха при испарительном охлажде



**Рис. 3.** Теплообменные аппараты осушительного контура.

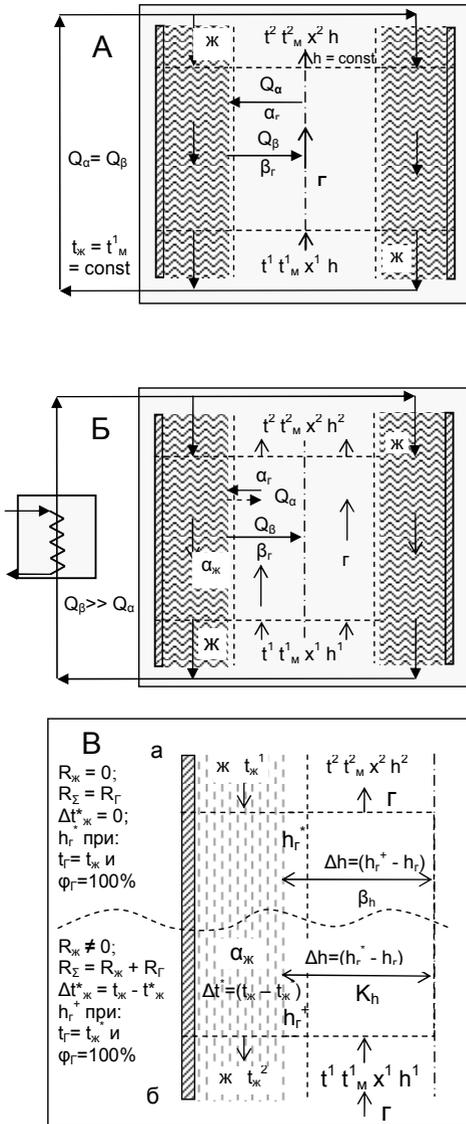
Обозначения по рис. 2, дополнительно: 16 – осушенный воздух; 17 – горячая вода от ССГВ; 18 – холодная вода от градирни.

А, Б – абсорберы-осушители воздуха;

В, Г – десорберы-регенераторы.

нии. В адиабатическом процессе (рис. 4А), температура воды, рециркулирующей через испарительный охладитель (ИО) постоянна и равна температуре воздуха по мокрому термометру на входе в аппарат, а изменение состояния воздушного потока протекает при постоянном значении энтальпии. В политропическом процессе охлаждения воды в градирне (рис. 4Б) вода охлаждается, а энтальпия и влагосодержание воздушного потока возрастают, при этом температура воздушного потока может снижаться, возрастать или оставаться неизменной, в зависимости от начальных условий процесса и соотношения расходов воды и воздуха.

Рассмотрим процесс испарительного охлаждения, реализуемый в прямом



**Рис. 4.** К моделированию процессов совместного тепломассообмена при испарительном охлаждении газов и жидкостей (по работам [5]).

контакте воды и воздуха, на примере испарительного охлаждения воды в условиях противоточного пленочного охлаждения. При испарительном охлаждении воды в градирне 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. Преобладающую роль здесь играет поверхностное испарение (70-90 % теплоты, отдаваемой водой, в зависимости от влагосодержания исходного воздушного потока). Суммарное количество теплоты ( $Вт$ ), отдаваемой водой:

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

$$dQ_{\alpha} = \alpha_r (t_{ж} - t_r) dF_{\alpha}. \quad (2)$$

Здесь  $Q_{\alpha}, Q_{\beta}, Q_{\Sigma}$  – количество теплоты за счет теплообмена и массообмена; суммарное количество теплоты,  $Вт$ ;  $\alpha_r$  – коэффициент теплоотдачи для газа,  $Вт/(м^2К)$ ;  $F_{\alpha}, F_{\beta}$  – поверхности теплообмена и массообмена;  $t$  – температура,  $К$ .

При этом полагают, что отсутствует градиент температур по глубине водяной пленки. Количество испарившейся жидкости:

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

где  $\beta_p$  – коэффициент массоотдачи, отнесенный к полной разности парциальных давлений водяного пара,  $кг/(м^2с)$ ;  $p_n^*$  – парциальное давление пара в насыщенном воздухе,  $Па$ ;  $p_n$  – парциальное давление водяного пара в воздухе,  $Па$ . Количество теплоты, затраченное на испарение, и суммарно переносимое количество теплоты:

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

$$dQ_{\Sigma} = \alpha_r (t_{ж} - t_r) dF_{\alpha} + r \beta_p (p_n^* - p_n) dF_{\beta}. \quad (5)$$

Используем, в качестве движущей силы процесса переноса массы, вместо разности парциальных давлений разность влагосодержаний  $\Delta x = (x_r^* - x_r)$

$$dQ_{\beta} = r \cdot \beta_x (x_r^* - x_r) dF_{\beta}, \quad (6)$$

$$dQ_{\Sigma} = \alpha_r (t_{ж} - t_r) \cdot dF + r \cdot \beta_x (x_r^* - x_r) dF, \quad (7)$$

где  $\beta_x$  – коэффициент массопереноса, отнесенный к разности влагосодержаний,  $кг/(м^2с)$ ;  $r$  – скрытая теплота парообразования при испарении,  $Дж/кг$ .

Здесь полагаем, что  $F_{\alpha} = F_{\beta} = F$ . Равенство поверхностей переноса тепла и массы определяется степенью смоченности поверхности пленконосителя и представляется весьма проблематичным [2]. Это становится особенно важным в случае аппаратов пленочного типа с многоканальной насадкой и высокой плотностью насадочного слоя. Энтальпия влажного воздуха определяется соотношением:

$$h_r = c_p^* t_r + r_0 x_r, \quad (8)$$

где  $h_r$  – энтальпия влажного воздуха,  $Дж/кг$ ;  $c_p^*$  – теплоемкостью влажного воздуха,  $(кДж/кг \cdot К)$ ;  $r_0$  – удельная теплота парообразования,  $(кДж/кг)$ ;  $x_r$  – влагосодержание,  $(г\text{ влаги}/кг\text{ сухого воздуха})$ .

$$dQ_{\Sigma} = \beta_x \left[ \frac{\alpha_r}{\beta_x} \cdot (t_{ж} - t_r) + r \cdot (x_r^* - x_r) \right] dF. \quad (9)$$

Для системы вода-воздух отношение коэффициентов тепло- и массоотдачи является величиной постоянной. Это является выражением аналогии процессов теплопереноса, протекающих в едином динамическом поле температур и влагосодержаний. На самом деле, наличие аналогии, выражаемое эмпирическим соотношением Льюиса  $[Le = \alpha_r / \beta_x \cong c_p^*]$  (9), зависит от реальности протекающих процессов в системе и от соотношения поверхностей тепло- и массообмена, оно не распространяется на ситуацию насыщенного влажного воздуха, когда в районе равновесной кривой могут иметь место процессы реконденсации, о чем будет идти речь ниже.

$$dQ_{\Sigma} = \beta_x [c_p^* \cdot (t_{ж} - t_r) + r \cdot (x_r^* - x_r)] dF. \quad (10)$$

Пренебрегая зависимостью  $r$  от температуры, получим:

$$dQ_{\Sigma} = \beta_h \cdot (h_r^* - h_r) \cdot dF, \quad (11)$$

где  $\beta_h$  – общий коэффициент теплообмена, отнесенный к разности энтальпий, кг/(м<sup>2</sup>с). Уравнение (11) – это основное уравнение метода энтальпийного потенциала. Оно позволяет существенно упростить расчет процессов теплообмена, поскольку вместо двух движущих сил используется одна – энтальпийный напор, вместо коэффициентов переноса  $\alpha_r$  и  $\beta_x$  – один коэффициент переноса суммарного тепла в системе,  $K_h$ . Применение уравнения (11) к расчету процессов теплообмена в системе вода-воздух наглядно иллюстрируется графическими построениями на Н-Т диаграмме влажного воздуха (рис. 5).

$$G_{ж} c_{ж} dt_{ж} = G_r dh_r. \quad (12)$$

Здесь  $G_{ж}$  – расход жидкости, (кг/с);  $c_{ж}$  – теплоемкость жидкости;  $G_r$  – расход потока газа, (кг/с).

Это уравнение рабочей линии процесса в градирне (серия линий 1-1 – 7-7 на рис. 5). Таким образом,  $t_{жк}$  линейно зависит от  $h_r$ , причем угол наклона линии определяется соотношением расходов газа и жидкости. В основе уравнения (11) лежит равенство  $t_{жк} = t_{жк}''$ . Поскольку, в действительности  $t_{жк} > t_{жк}''$ , можно записать:

$$-\frac{\alpha_{ж}}{\beta_h} = \frac{(h_r'' - h_r)}{(t_{жк}'' - t_{жк})}. \quad (13)$$

Здесь  $\alpha_{ж}$  – коэффициент теплоотдачи для жидкости.

Задача построения кривой состояния воздушного потока решается методом последовательных приближений: выбираем значение  $\alpha_{ж}/\beta_h$ , определяем графическим путем  $t_r^{2\text{расчет}}$  и сопоставляем ее значение с экспериментально установленной величиной  $t_r^{2\text{экс}}$ . При этом диапазон  $\Delta t_{ж}$  ( $\Delta h_r$ ) делится на  $n$  равных частей, причем с ростом  $n$  точность метода повышается. Равенство температур  $t_r^{2p} = t_r^{2э}$  свидетельствует о правильности выбора указанного выше соотношения, определяющего окончательное положение линии изменения состояния воздуш-

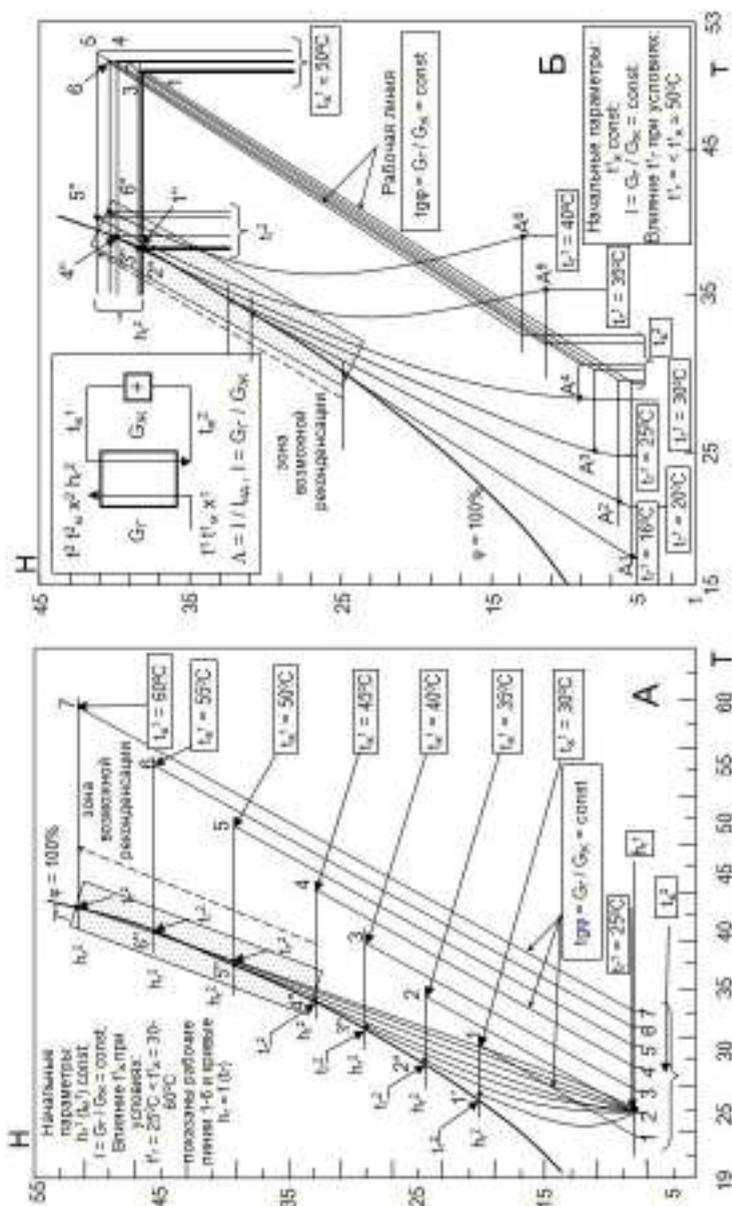


Рис. 5. Анализ изменения состояния воздушного потока по высоте испарительного охладителя.

А - Влияние начальной температуры жидкости на возможность реконденсации в верхних слоях насадки аппарата

Б - Влияние начальной температуры воздушного потока на возможность реконденсации в верхних слоях насадки аппарата

ного потока по высоте аппарата. Метод справедлив для системы вода-воздух в процессах, как испарения, так и конденсации.

**III. Анализ процессов тепломассообмена при противоточном взаимодействии воды и воздуха.** Наибольшую трудность при обработке опытных данных при помощи пленочной теории вызывает определение параметров на границе раздела, которые практически не поддаются измерению. Графоаналитическая расчетная процедура определения частных коэффициентов обмена нашла широкое применение в англоязычной периодике [1, 2, 4]. С целью повышения точности и устранения громоздкости графических процедур, нами разработан аналитический вариант расчетной процедуры с соответствующим программным обеспечением. Расчетный метод предназначен для обработки экспериментальных данных, полученных для политропических процессов в системе вода-воздух. Он обеспечивает расчет кинетических характеристик (движущих сил и коэффициентов обмена в фазах), на основе которых можно конкретизировать выбор направления интенсификации процессов при разработке структуры поверхности и определении оптимальных режимных параметров. В качестве граничных условий здесь используются опытные значения параметров на концах экспериментального модуля. Сопротивление поверхности раздела принимается пренебрежительно малым, что соответствует термодинамическому равновесию фаз поверхности их соприкосновения. Использование коэффициентов тепло- и массоотдачи  $\alpha_{ж}, \beta_{г}$  – позволяет вскрыть проблемы, имеющие место при интенсификации процессов в системе. Алгоритм этого метода положен в основу компьютерной программы, которая позволяет, зная расходы материальных потоков, начальные параметры воды и воздуха и требуемый перепад температур, определить параметры воздуха на выходе из ТМА, характер кривой  $h_r = f(t_r)$ , то есть учесть изменение состояния воздуха по всей высоте рабочей зоны аппарата, что существенно влияет на эффективность работы пленочной испарительного охладителя в целом.

Характер протекания процесса изменения состояния воздушного потока по высоте аппарата показан на рис. 5 для противоточной схемы контактирования потоков газа и жидкости. Видно, что линия изменения состояния воздушного потока  $h_r = f(t_r)$  всегда криволинейна, причем ее кривизна определяется начальными параметрами воды и воздуха на входе в охладитель и величиной соотношения расходов контактирующих потоков  $l = G_r / G_{ж}$ . При определенных соотношениях расходов газа и жидкости линия изменения состояния воздушного потока  $h_r = f(t_r)$  вплотную приближается к линии полного насыщения воздуха  $\phi = 100\%$ . Поскольку экспериментально удастся определить только параметры воздуха на выходе из модуля, то всегда остается неясным, где именно по высоте модуля реально произошло полное насыщение воздушного потока. Это важно, поскольку дальнейшее контактирование полностью насыщенного воздуха с водой может приводить к реконденсации и значительному снижению эффективности процесса. Это отмечалось в ряде исследований, посвященных

изучению проблемы реконденсации [4]. Расчетная процедура позволяет выявить опасность полного насыщения воздуха и выработать рекомендации к проектированию испарительных охладителей, исключающие опасность явления реконденсации. Рост начальной температуры жидкости однозначно усугубляет рассматриваемую проблему, и опасность реконденсации возрастает со снижением начальной температуры воздушного потока (рис.5А). На рис.5Б видно, как снижение начальной температуры воздушного потока, при неизменной начальной температуре жидкости, усугубляет опасность реконденсации.

Таким образом, можно отметить, что опасность реконденсации, при противоточном контактировании потоков воды и воздуха, возрастает при высоких значениях начальной температуры жидкости ( $t_{ж}^1 \geq 40^{\circ}\text{C}$ ), усугубляясь при возрастании различия в начальных температурах воды и воздуха. Этими рекомендациями следует пользоваться при проектировании реальных испарительных охладителей газов и жидкостей

### **Выводы.**

1. Разработана компактная тепломасообменная аппаратура для осушительного контура (абсорберы-осушители и десорберы-регенераторы) и охладительного контура (воздухоохладители; одно- и двухконтурные градирни) солнечных систем с насадкой из многослойных и многоканальных полимерных структур;
2. Выполнено моделирование процессов совместного тепломассообмена при испарительном охлаждении воды в испарительном охладителе с учетом реальных представлений о фазовых термических сопротивлениях, величинах поверхности тепло- и массообмена и отклонении величины соотношения Льюиса от принятого значения, определяемого известной аналогией процессов переноса теплоты и массы в единой системе координат;
3. Предложен расчетный метод определения состояния воздушного потока по высоте (в противоточных ТМА) насадки испарительных охладителей, позволяющий установить возможность нежелательного полного насыщения влагой газового потока еще до выхода из насадки аппарата, для принятия мер по предотвращению резкого снижения эффективности процесса; проанализированы условия, при которых такая опасность возникает, что особенно важно для аппаратов пленочного типа с высокой плотностью насадочного слоя из полимерных материалов (высокой компактностью многоканальной многослойной насадки); при этом отмечено, что опасность реконденсации, при противоточном контактировании потоков воды и воздуха, возрастает при высоких значениях начальной температуры жидкости ( $t_{ж}^1 \geq 40^{\circ}\text{C}$ ), усугубляясь при возрастании различия в начальных температурах воды и воздуха; этими рекомендациями следует пользоваться при проектировании реальных испарительных охладителей газов и жидкостей.

### **Литература:**

1. Горин А.Н., Дорошенко А.В., Глауберман М.А. Солнечная энергетика. (Теория, разработка, практика) – Донецк: Норд-Пресс, 2008. – 374 с.

2. Горин А.Н., Дорошенко А.В. Альтернативные холодильные системы и системы кондиционирования воздуха. 2-е переработанное и дополненное издание. – Донецк.: Норд-Пресс, 2007. – 362 с.
3. А. да Роза. Возобновляемые источники энергии (физико-технические основы). Долгопрудный-Москва.: Изд. Дом «Интеллект» и изд. Дом «МЭИ», 2010. – 704 с.
4. Шервуд Т., Пизфорд Р., Уилки Ч. Массопередача. – М. Химия, 1982. – 696 с.
5. Дорошенко А.В., Франко Ю.А., Хасан Сади Ибрагим., Глауберман М.А. Процессы совместного тепломасообмена в испарительных охладителях прямого типа // Холодильна техніка і технологія. – 2010. – №.1 (123). – С.46-54.
6. 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.
7. 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.

**Doroshenko A.V., Jamal Kamal Husain, Hassan Sadi Ibrahim, Glauberman M.A.**

### **Thermophysical foundations of multi-function solar systems. Part II.**

#### SUMMARY

*Heat-mass-transfer devices are based on film interaction of flows of gas and liquid and in them are used for creation apparatus multichannel of structure of high density from polymeric materials.*

**Дорошенко О. В., Jamal Kamal Husain, Хасан Саді Ібрагим, Глауберман М.А.**

### **Термофізичні основи багатофункціональних сонячних систем. Частина II.**

#### АНОТАЦІЯ

*Тепломасообмінні апарати осушної і охолоджувальної частини схем багатофункціональних сонячних систем засновані на плівковій поперечноточній взаємодії потоків газу і рідини і в них використовуються, для створення насадки, багатоканальні багатошарові структури високої щільності з полімерних матеріалів. Наведені результати аналізу процесів спільного тепломасообміну в апаратах і розглянута проблема реконденсації в випарних охолоджувачах.*