

УДК 536.248.2:532.529.5

*А.В. Дорошенко**, *М.В. Розум***, *О.А. Лисогурская**

*Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Дворянская, 1/3, г. Одесса, 65082

**Одесский национальный морской университет, ул. Мечникова, 34, г. Одесса, 65029

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ОХЛАДИТЕЛИ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ И КОНДИЦИОНИРУЮЩИХ СИСТЕМ

Разработана концепция создания многоступенчатых испарительных охладителей газов и жидкостей на основе моноблочных многоканальных полимерных структур. В качестве базовых элементов в них используются охладители непрямого типа в обычном и регенеративном вариантах. Естественным пределом охлаждения в таких системах является точка росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности техники испарительного охлаждения в целом и позволяет решать ряд задач холодильной техники и техники кондиционирования воздуха с существенным снижением энергозатрат на реализацию процессов. Рассмотрена теория совместного теплообмена при непрямом испарительном охлаждении. Разработаны принципы конструирования как отдельных моноблоков, так и многоступенчатых композиций. Выполнен предварительный анализ возможностей таких охладителей применительно к решению задач кондиционирования воздуха.

Ключевые слова: испарительный охладитель – многоступенчатая схема – моноблок – многоканальная насадка – совместный теплообмен.

The concept of gases and liquids multi-stage evaporative coolers creation based on multi-channel monoblock polymer structures was developed. The indirect types of coolers in normal and regenerative options are used as the basic elements in them. Natural limit of the cooling in such systems is the outside air dew point, which significantly enhances the possibilities of the evaporative cooling technology in general, and allows us to solve a number of problems of the refrigeration and air conditioning equipment with a significant reduction of energy consumption for the process. The theory of joint heat and mass transfer in indirect evaporative cooling was examined. The principle of design of individual monoblocks, as well as multi-stage blocks, was developed and recommendations to the design of a new generation of evaporative coolers were made. Preliminary analysis of the possibilities of the evaporative coolers applying to the solution of problems of air conditioning was made.

Keywords: evaporative cooler – multi-stage scheme – monoblock – multichannel – joint heat and mass transfer.

I. ВВЕДЕНИЕ

Сопряженные проблемы энергетики и экологии интенсифицируют поиск альтернативных решений в области холодильных и кондиционирующих систем. Эффективность испарительного охлаждения сред ограничена климатическими условиями, тем не менее, интерес к возможностям испарительных охладителей как прямого, так и непрямого типа в последние годы неуклонно возрастает, что обусловлено их малым энергопотреблением и экологической чистотой. Испарительные охладители могут использоваться как в автономном варианте, так и в комбинированных системах, например в составе солнечных осушительно-испарительных охладителей, где предварительное осушение воздуха обеспечивает высокую эффективность последующего испарительного охлаждения сред в холодильных системах и термовлажностную обработку воздуха в системах кондиционирования [1-3].

II. ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ОХЛАДИТЕЛИ НЕПРЯМОГО ТИПА В СОСТАВЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ СИСТЕМ

В испарительном охладителе непрямого типа, получившем наибольшее распространение в последние годы [1-3, 7-9], воздушный поток, поступающий на охлаждение (П) делится на две части (рисунок 1). Вспомогательный поток воздуха (В) поступает в «мокрую» часть охладителя, где контактирует с водяной пленкой, стекающей по поверхностям канала (вода рециркулирует через аппарат) и обеспечивает испарительное охлаждение воды, которая, в свою очередь, охлаждает бесконтактно, через разделяющую стенку, основной воздушный поток (О). Этот поток воздуха охлаждается при неизменном влагосодержании, что обеспечивает преимущества при создании на основе НИО систем кондиционирования воздуха СКВ. Вспомогательный воздушный поток выносит

все тепло из аппарата в «связанном» виде, его температура также понижается и влагосодержание возрастает. Температура воды в цикле сохраняет неизменное значение и оказывается на несколько градусов выше температуры мокрого термометра поступающего в НИО наружного воздуха. Эта температура зависит от соотношения воздушных потоков в НИО, основного и вспомогательного, и является пределом охлаждения для обоих воздушных потоков.

Испарительные охладители НИО могут быть обычного и регенеративного типов (рисунки 1 и 2, НИО и НИО/R), отличаясь местом разделения полного воздушного потока, поступающего в НИО, на основной, продуктовый, и вспомогательный воздушный потоки (НИО по позиции А и Б, НИО/R по позиции А и В, на рисунке 1). Во втором случае обеспечивается более глубокое охлаждение воздуха, поскольку здесь процесс испарительного охлаждения воды в «мокрой» части аппарата ориентирован на температуру мокрого термометра воздуха, уже прошедшего сухое охлаждение в «сухой» части охладителя и пределом охлаждения является температура точки росы наружного воздуха. Такая схема предпочтительна для глубокого охлаждения сред, но характеризуется и более высоким уровнем энергозатрат. Детальному изучению возможностей охладителя НИО/R посвящены работы [8, 9].

Нами разработана идеология создания многоступенчатых охладителей испарительного типа, включающая следующие положения:

1. Используется модульная (кассетная) схема создания многоступенчатого охладителя на основе идентичных элементов (моноблоков), каждый из которых представляет собой автономную ступень охлаждения, модуль НИО, или НИО/R, построенный по той либо иной схеме (рисунок 1);

2. Многоступенчатый охладитель включает последовательно установленные ступени (моноблоки) НИО, НИО/R (либо их комбинацию), каждый из которых состоит из системы чередующихся «сухих» и «мокрых» каналов;

3. Размеры каналов в моноблоке, в «сухой» и «мокрой» частях, идентичны (форма каналов и величина эквивалентного диаметра каналов) и могут уменьшаться в направлении движения основного воздушного потока; форма каналов каждой ступени (моноблока) любая; рекомендуемые размеры каналов (величина эквивалентного диаметра каналов) составляют диапазон $d_s = 10-20$ мм., принято по работе [1];

4. Между ступенями охлаждения (моноблоками) имеется распределительная камера (рисунок 1), где происходит разделение на основной и вспомогательный воздушные потоки; длина распределительных камер в направлении движения основного воздушного потока может уменьшаться;

5. Соотношение основного и вспомогательного воздушных потоков для каждой ступени охлаждения (моноблока) составляет $l = G_g/G_o = 1/4 - 1/2$ и может варьироваться по длине многоступенчатого

охладителя; в соответствии с этим лежит и соотношение площадей сечений «мокрых» и «сухих» каналов в моноблоке $a = f_g/f_o$, при условии равенства скоростей движения основного и вспомогательного воздушных потоков в каналах «сухой» и «мокрой» частей для каждого моноблока;

6. Каждая ступень охлаждения (моноблок) имеет автономную емкость для жидкости;

7. Число ступеней охлаждения (моноблоков) в сборке охладителя определяется требуемым эффектом охлаждения и расчетным долевым расходом получаемого продукта;

8. Регулирование соотношения расходов основного (продуктового) и вспомогательного потоков осуществляется на выходе из многоступенчатого охладителя по основному (продуктовому) потоку воздуха (по расходу и термовлажностным параметрам);

9. Поскольку вспомогательный поток покидает аппарат достаточно холодным, он может использоваться для предварительного охлаждения полного воздушного потока, поступающего в испарительный охладитель; на выходе вспомогательного воздушного потока из многоступенчатого охладителя может быть установлен теплообменник пластинчатого типа для предварительного охлаждения, поступающего в охладитель наружного воздуха (рисунок 4).

На сочетании НИО (НИО/R) и испарительных охладителей прямого типа (воздухоохладителя ПИО и испарительного охладителя воды, градирни, ГРД) по такой модульной схеме могут строиться различные комбинированные варианты охладителей (рисунок 5, позиция Е). Это существенно расширяет возможности испарительного охлаждения сред, особенно с учетом предварительного охлаждения воздуха [2].

III. ПРОЦЕССЫ ТЕПЛОМАССОБМЕНА В ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЯХ

На рисунке 2 (А и Б) показаны схемы течения контактирующих потоков газа и жидкости в НИО и НИО/R и процессы переноса тепла- и массы. Рассмотрим процессы совместного тепломассообмена 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):

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

$$dQ_{\alpha} = \alpha_z(t_{жс} - t_z)dF_{\alpha} \quad (2)$$

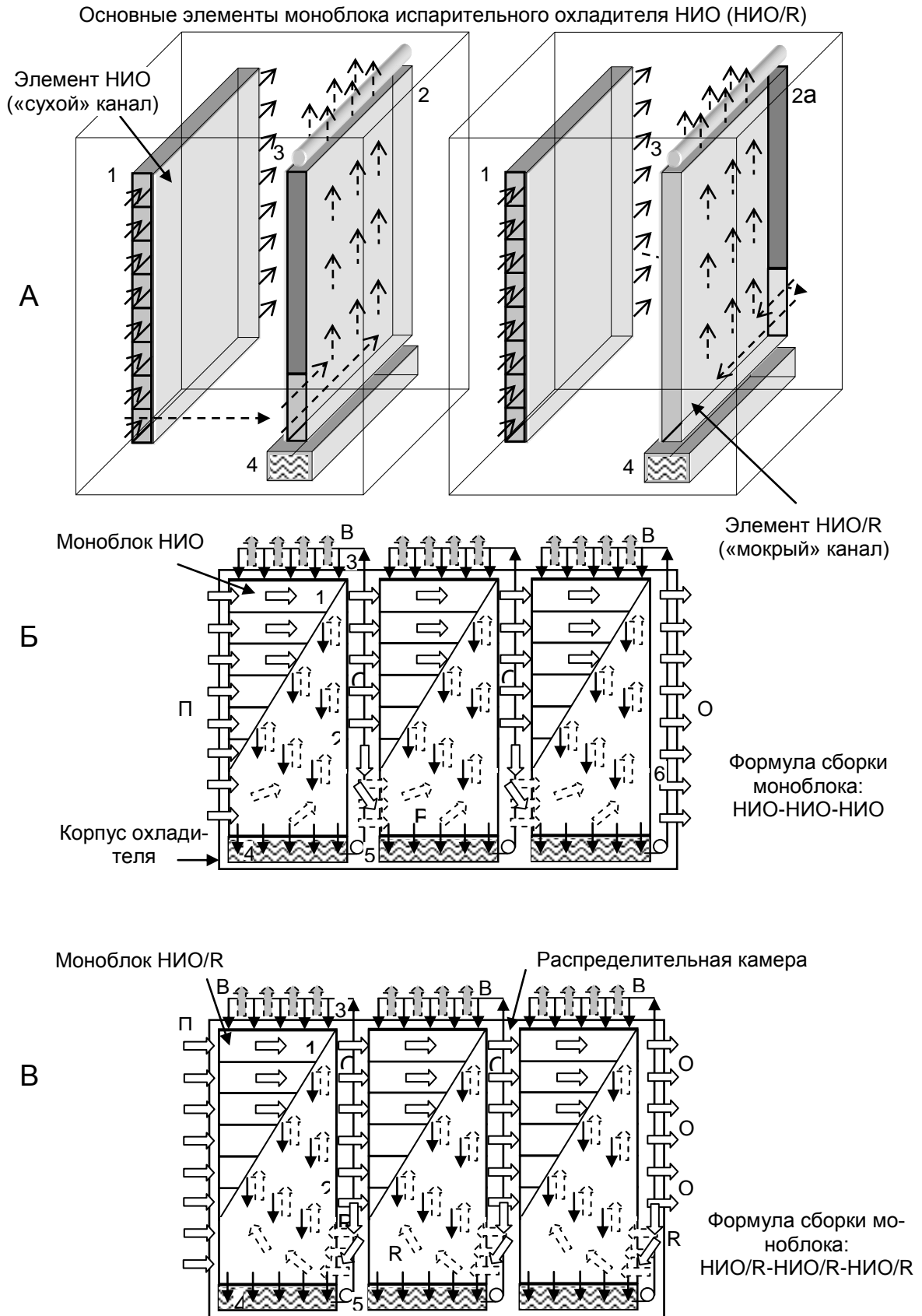


Рисунок 1 – Основные элементы (А) и принципиальная компоновка многоблочного многоступенчатого испарительного охладителя обычного НИО (Б) и регенеративного НИО/ R (В) типов. Обозначения: 1 – «сухой» канал; 2 – «мокрый» канал; 3 – водораспределитель; 4 – водосборник; 5 – насос; 6 – линия рециркуляции жидкости; П, О, В – полный, основной и вспомогательный воздушные потоки

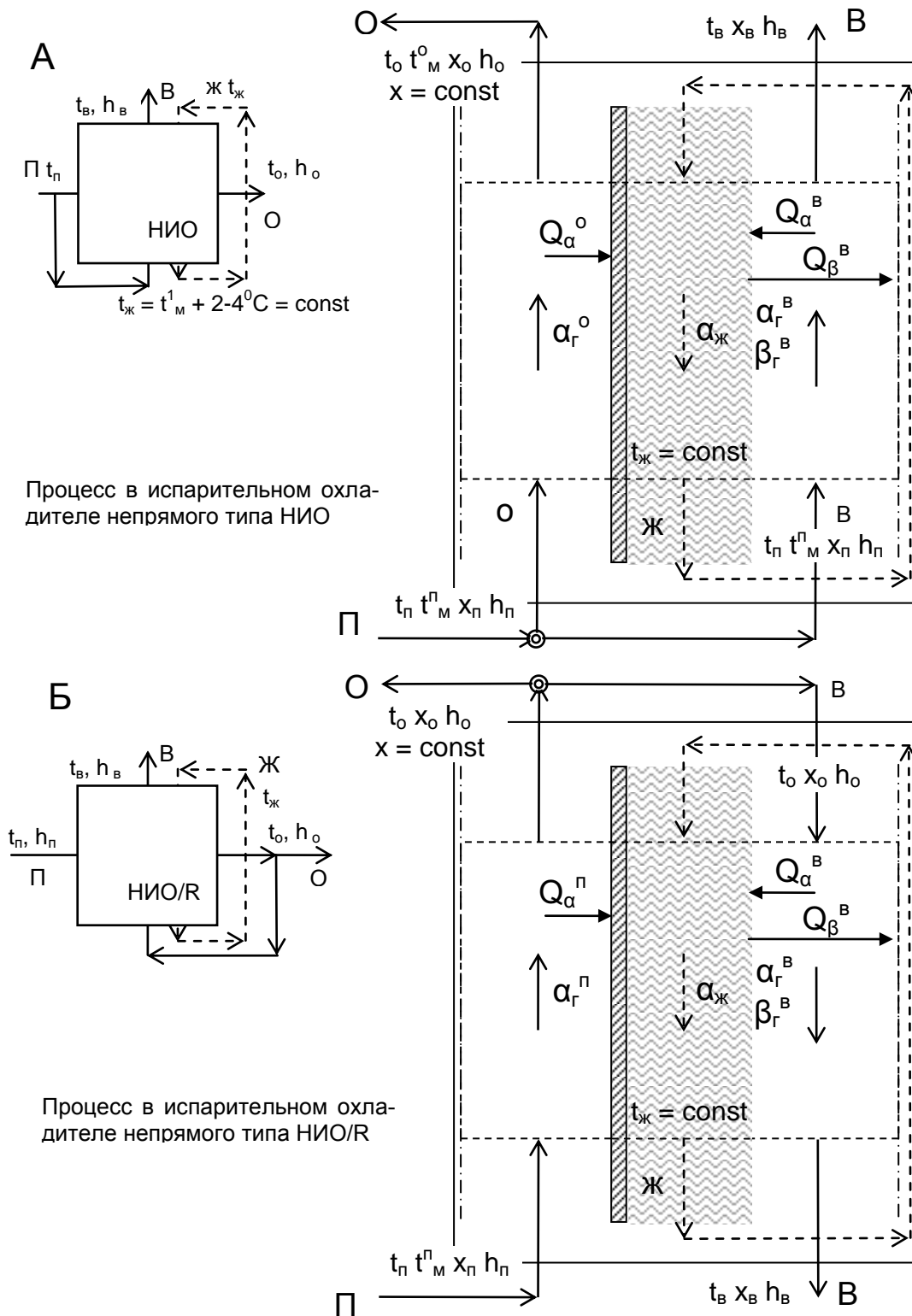


Рисунок 2 – К моделюванню процесів спільного тепломасообміну при випарително-охолодженні в апаратах непрямого типу:

А – процеси в НИО;
 Б – процеси в НИО/Р

При этом полагают, что $t_{жс} = t_{жс}''$, где $t_{жс}''$ – температура поверхности жидкостной пленки, т.е. отсутствует градиент температур по глубине водяной пленки и ее термическое сопротивление равно нулю: $R_{жс} = 0$. В работе [1] 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 $(p_n'' - p_n)$, где p_n – 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:

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

Для системы вода-воздух отношение коэффициентов тепло- и массоотдачи является величиной постоянной. Это является выражением аналогии процессов тепло- и массопереноса, 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:

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

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

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

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

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. [1] 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 это вовсе не так, и отличие, как это было показано применительно к насадкам из полимерных материалов [1,2], оказывается значительным.

противление жидкостной пленки, то есть $R_{жс} \neq 0$, уравнение (9) запишется:

$$dQ_{\Sigma} = \beta_h (h_{\Gamma}^+ - h_{\Gamma}) dF,$$

где h_{Γ}^+ – значение энтальпии воздуха при $t_{\Gamma} = t^*$ и $\phi_{\Gamma} = 100\%$. Анализ процессов совместного тепло- и массопереноса при прямом контактировании 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% [1];

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 ($le=1$). Этот вопрос тесно связан с допущением о равенстве поверхностей обмена ($F_m = F_{жс} = F$), т.е. является комплексным допущением в виде $y = a \cdot le = 1$. Литературные данные по вопросу о величине le для рассматриваемых процессов очень противоречивы и дают разброс от 0,25 до 1,0, причем основными причинами этого является некорректность вычислений, обусловленная неучетом неоднородности поверхностей контакта фаз, выполнением условия $Le = a/D$ (где Le – число Льюиса) и др;

г) пренебрежением термическим сопротивлением жидкостной пленки $R_{жс}=0$. Для политропических процессов в системе вода-воздух по данным

работ [1] 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 [1]; они основаны на замене участка равновесной кривой прямолинейной, параболической, либо экспоненциальной зависимо

$$G_{жс1} c_{жс} (t_{жс}^1 - t_o) + G_2 [r_o x_2^1 + c_p^* (t_2^1 - t_o)] = G_{жс2} c_{жс} (t_{жс}^2 - t_o) + G_2 [r_o x_2^2 + c_p^* (t_2^2 - t_o)]$$

$$G_{жс} c_{жс} dt_{жс} = G_2 dh_2. \quad (10)$$

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

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

Основное уравнение Меркеля с учетом (10), запишется:

$$\frac{K_h F}{G_{жс}} = \int_{t_{жс}^2}^{t_{жс}^1} \frac{c_{жс} dt_{жс}}{t_{жс}^2 (h_2^* - h_2)}. \quad (11)$$

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 (11) удобным для практических расчетов. Величина

$$\frac{K_h F}{G_{жс}} = K_v$$

носит название **критерия испарения**.

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

$$dQ_{\Sigma} = K_h (h_2^* - h_2) dF \quad (12),$$

$$dQ_{\Sigma} = \beta_h (h_2^+ - h_2) dF \quad (13)$$

$$h_2^* = \overline{m} t_{жс} + b_1, \quad h_2^+ = \overline{m} t^* + b \quad (14)$$

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

где: \overline{m} – величина, учитывающая кривизну линии насыщения (тангенс угла наклона линии насыщения); b_1, b – постоянные величины. Справедливость последнего равенства при этих условиях отмечено в работе [1]. Далее получим:

$$\frac{1}{FK_h} = \frac{1}{F\beta_h} + \frac{\overline{m}}{F\alpha_{жс}},$$

$$R_{\Sigma} = R_2 + \overline{R}_{жс} \quad (15),$$

Полученное уравнение *аддитивности фазовых сопротивлений* (15) связывает общее термическое сопротивление в системе ($R_{\Sigma} = 1/FK_h$) с термическим сопротивлением воздушной

стями. 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 % [1]. Следует отметить, что без принятых упрощающих предпосылок вывод уравнения (9) невозможен. Уравнение энтальпийного баланса:

($R_2 = 1/F\beta_h$) и водяной ($\overline{R}_{жс} = \overline{m}/F\alpha_{жс}$) фаз. Преимущественное влияние сопротивления газовой или жидкостной пленки определяется в зависимости от растворимости газа в жидкости. Следует отметить минимальное количество данных в мировой научной периодике по этому вопросу применительно к процессам испарительного охлаждения сред. В отечественной литературе были опубликованы данные А. Дорошенко [1], полученные при изучении процессов совместного тепломассообмена при испарительном охлаждении воды в градирнях, из которых следует, что величина $R_{жс}$ может составлять до 50% от R_{Σ} . В монографии [4] указывается величина $R_{жс}$ 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).

Особо отметим, что вопрос о фазовых сопротивлениях применительно к процессам в НИО и НИО/Р вообще не рассматривался в научной литературе, в то время как эти процессы и аппараты получают в последние годы приоритетное направление развития.

Математическая модель процессов испарительного охлаждения в испарительном охладителе непрямого типа представляется системой уравнений:

$$\begin{cases} \frac{dt_{жс}}{dx} = a_1 \cdot (t_B - t_L) + b_1 \cdot (p - p^*) + c_1 \cdot (t_o - t_{жс}); \\ \frac{dt_B}{dz} = a_2 \cdot (t_{жс} - t_B); \quad \frac{dp_B}{dz} = b_2 \cdot (p^* - p_B); \\ \frac{dt_o}{dz} = c_2 \cdot (t_{жс} - t_o). \end{cases} \quad (16)$$

и граничных условий: при $x = 0$, $t_{жс} = t_{жс}^0$; при $z = 0$, $t_B = t_B^0$, $p = p^0$, $t_o = t_o^0$. Решение этих уравнений, полученное методом конечных разностей, имеет вид:

$$\begin{cases} t_{\text{ж}}^{i+1,k} = [1 - (a_1 + c_1) \cdot \Delta x] \cdot t_{\text{ж}}^{i,r} + (a_1 \cdot t_{\text{в}}^{i,k} - b_1 \cdot p^{i,k} + b_1 \cdot p^{i,k*} + c_1 \cdot t_0^{i,k}) \cdot \Delta x, \\ t_{\text{в}}^{i,k+1} = (1 - a_2 \cdot \Delta z) \cdot t_{\text{в}}^{i,k} + a_2 \cdot t_{\text{ж}}^{i,k} \cdot \Delta z, \\ p_{\text{в}}^{i,k+1} = c_2 \cdot (1 - b_2 \cdot \Delta z) \cdot p_{\text{в}}^{i,k} + b_2 \cdot p^{i,k*} \cdot \Delta z, \\ t_0^{i,k+1} = (1 - c_2 \cdot \Delta z) \cdot t_0^{i,k} + c_2 \cdot t_{\text{ж}}^{i,k} \cdot \Delta z, \end{cases} \quad (17),$$

где: i, k - определяющие узловые точки по x и z координатам. Для граничных узловых точек эти уравнения определяют параметры всех потоков в НИО, как для одно-, так и многоступенчатых схем. Система уравнений (16, 17) легко трансформируется применительно к процессу в комбинированных испарительных охладителях (для НИО/ПИО, или НИО/ГРД схем). Разработанные математические модели позволяют рассчитать температурные и влажностные параметры (поля) в «сухих» и «мокрых» каналах испарительных охладителей воздуха и оптимизировать охладительный процесс с учетом минимизации энергозатрат на его решение.

IV. АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ

Анализ возможностей испарительных охладителей (рисунки 3-5) выполнен на основе ранее полученных в ОГАХ экспериментальных данных [1-3]. При этом эффективность НИО по основному и вспомогательному потокам была принята равной $E_O = E_B = (t^1 - t^2)/(t^1 - t_M) = 0.65$, при эффективности теплообменников $E_{TO} = 0.8$. Температура воды, рециркулирующей через «мокрую» часть НИО принята $t_{\text{ж}}^* = t_M^1 + 1,5-2,5^{\circ}\text{C}$. На самом деле величина E_B несколько выше чем E_O , а реальное значение величины $t_{\text{ж}}^*$ зависит от соотношения расхода воздушных потоков в «сухой» и «мокрой» частях НИО, $l = G_O/G_B$. Все теплообменные аппараты НИО, входящие в состав рассматриваемых охладителей, пленочного типа с насадкой регулярной структуры, образованной многослойными многоканальными структурами из полимерных, или керамических материалов.

Поскольку возможности испарительных охладителей рассматривались применительно к задачам СКВ, начальное влагосодержание воздуха выбрано в диапазоне $x^1 < 12,5\text{г/кг}$ и на диаграмме Н/Х (рисунки 4-5) показана область комфортных параметров воздуха, обусловленная сочетанием температуры и относительной влажности воздуха в кондиционируемом помещении (КЗ) [1]. На рисунке 3 на Н/Х диаграмме влажного воздуха показаны возможности многоступенчатого испарительного охлаждения для двух вариантов схемной компоновки НИО/НИО/НИО (А). Здесь показаны процессы: 1-2, 1-3; 2-4, 2-5; 4-6, 4-7 – охлаждения основного воздушного потока и изменения со-

стояния вспомогательного воздушного потока в каждой из трех ступеней охлаждения НИО, соответственно. Для параметров наружного воздуха $t^1 = 40,6^{\circ}\text{C}$, $x^1 = 8,95\text{ г/кг}$, двухступенчатый охладитель обеспечивает температуру охлажденного воздуха 23°C , то есть достижение параметров комфортности. Трехступенчатый охладитель обеспечивает снижение температуры продуктового воздушного потока ниже значения $t_M^1 = 21,5^{\circ}\text{C}$, то есть для него реальным пределом охлаждения является точка росы наружного воздуха ($t_p = 11,5^{\circ}\text{C}$), что существенно расширяет возможности практического использования таких испарительных охладителей. Видно, что эффективность охлаждения в каждой последующей ступени многоступенчатого охладителя снижается. Поскольку энергозатраты на движение теплоносителей через очередную ступень охладителя практически не изменяются, количество ступеней многоступенчатого охладителя должно выбираться с точки зрения инженерной оптимизации.

На рисунке 4 показано протекание процессов для четырех возможных вариантов оформления НИО: – А и В – охладители воздуха НИО и НИО/Р; – Б и Г – НИО и НИО/Р с теплообменниками воздух-воздух на потоках холодного вспомогательного (В) и поступающего на охлаждения полного воздушного потока (П). Расчеты выполнены для условий: $t^1 = 40,6^{\circ}\text{C}$, $x^1 = 8,95\text{г/кг}$. Здесь показаны: процесс охлаждения основного воздушного потока ($t^1 - t^2$), протекающий при неизменном влагосодержании воздуха; процесс изменения состояния вспомогательного воздушного потока ($t^1 - t^3$), имеющий, как показано в работе [1], криволинейный характер; процессы в теплообменнике (2) для вариантов охладителей Б и Г; а также условно, точками на кривой $\phi = 100\%$, показаны соответствующие температуры воды, рециркулирующей через охладитель ($t_{\text{ж}}^*$). Видно, что использование в составе НИО теплообменника (2) существенно улучшает характеристики (с учетом дополнительных энергозатрат на движение потоков в теплообменнике): температура охлажденного воздуха снижается от $29,6^{\circ}\text{C}$ до $23,8^{\circ}\text{C}$ (варианты А и Б) и от $24,5^{\circ}\text{C}$ до $17,5^{\circ}\text{C}$ (варианты В и Г). Переход от схемы НИО к НИО/Р позволяет снизить температуру охлажденного воздуха от $29,6^{\circ}\text{C}$ до $24,5^{\circ}\text{C}$ (варианты А и В). Для схем на основе НИО/Р особо перспективно использование теплообменника (2), поскольку вспомогательный поток покидает охладитель при достаточно низкой температуре.

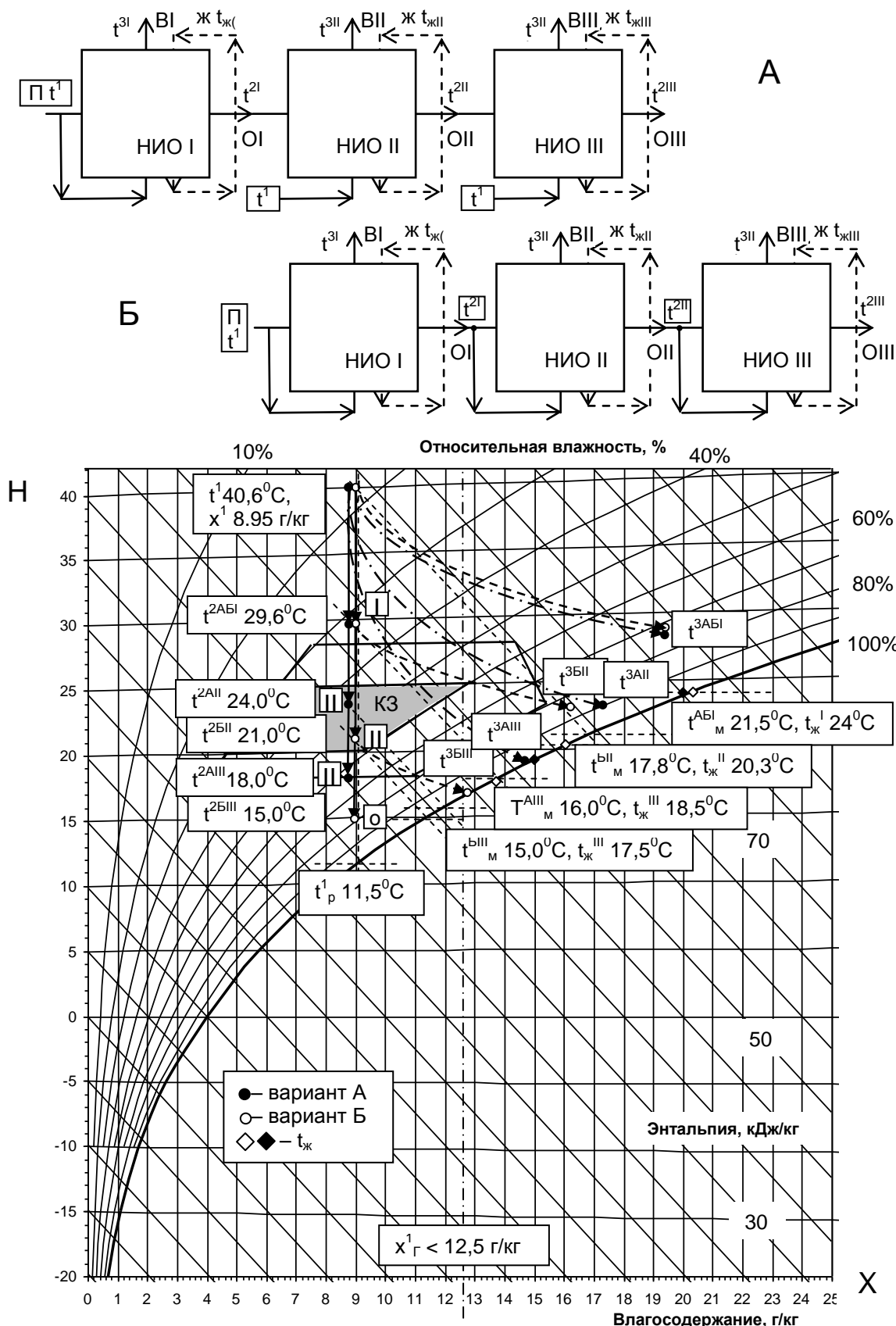


Рисунок 3 – Принципиальные компоновки многоступенчатого испарительного охладителя НИО/НИО/НИО (А и Б) и характер протекания процессов на Н-Х диаграмме влажного воздуха. Обозначения: П, О, В – полный, основной и вспомогательный воздушные потоки; I, II, III – ступени охладителей НИО.

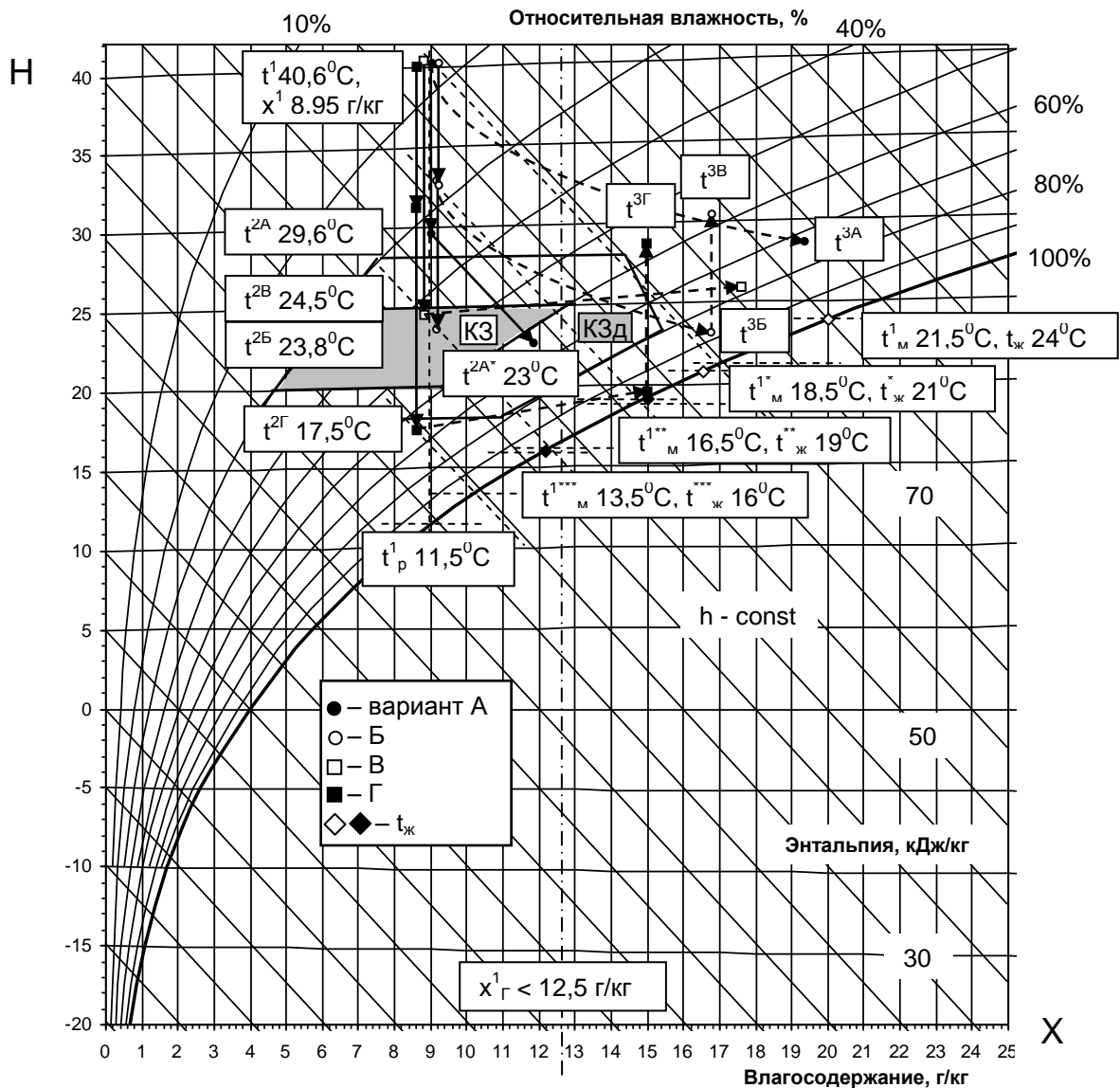
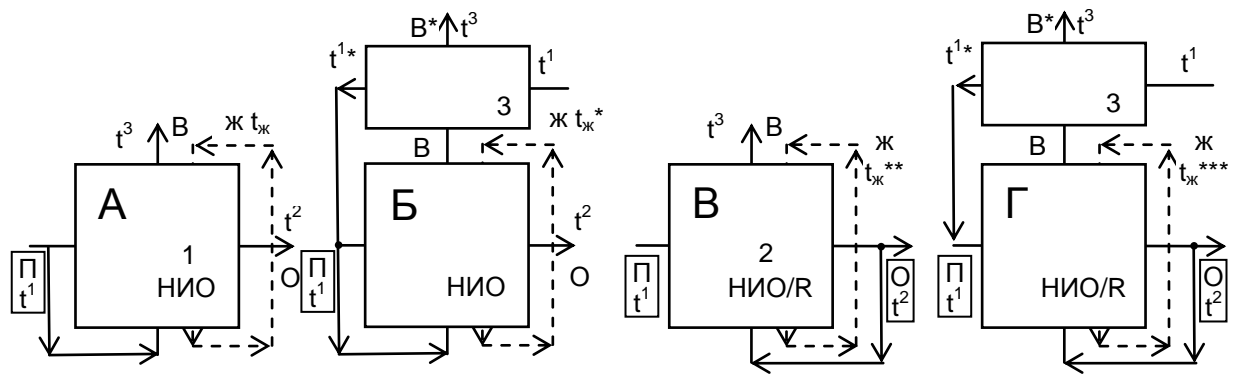
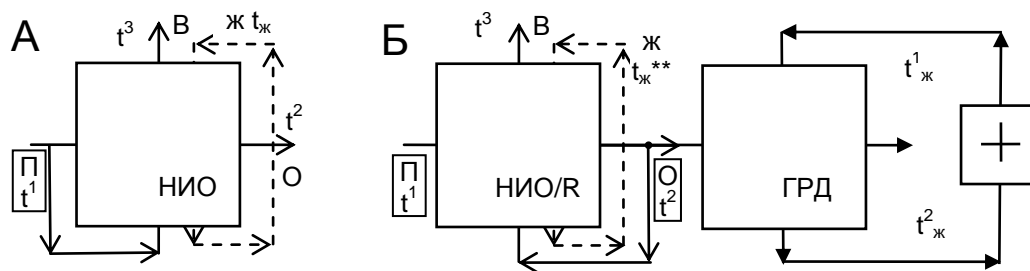


Рисунок 4 – Основные компоновки испарительных охладителей непрямого типа (А и Б, – НИО; В и Г, – НИО/R) и протекание процессов на Н-Х диаграмме влажного воздуха.

Обозначения: 1, 2 – НИО и НИО/R; 3 – теплообменник; t_m , t_p – температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам; $t_{ж}$ – температура жидкости, рециркулирующей через мокрую часть НИО; КЗ – зона комфортных параметров воздуха (КЗд – зона допустимых комфортных параметров воздуха)



Варианты НИО (А и Б по рис. 4)

Вариант ИО комбинированного типа в составе НИО/R-ГРД

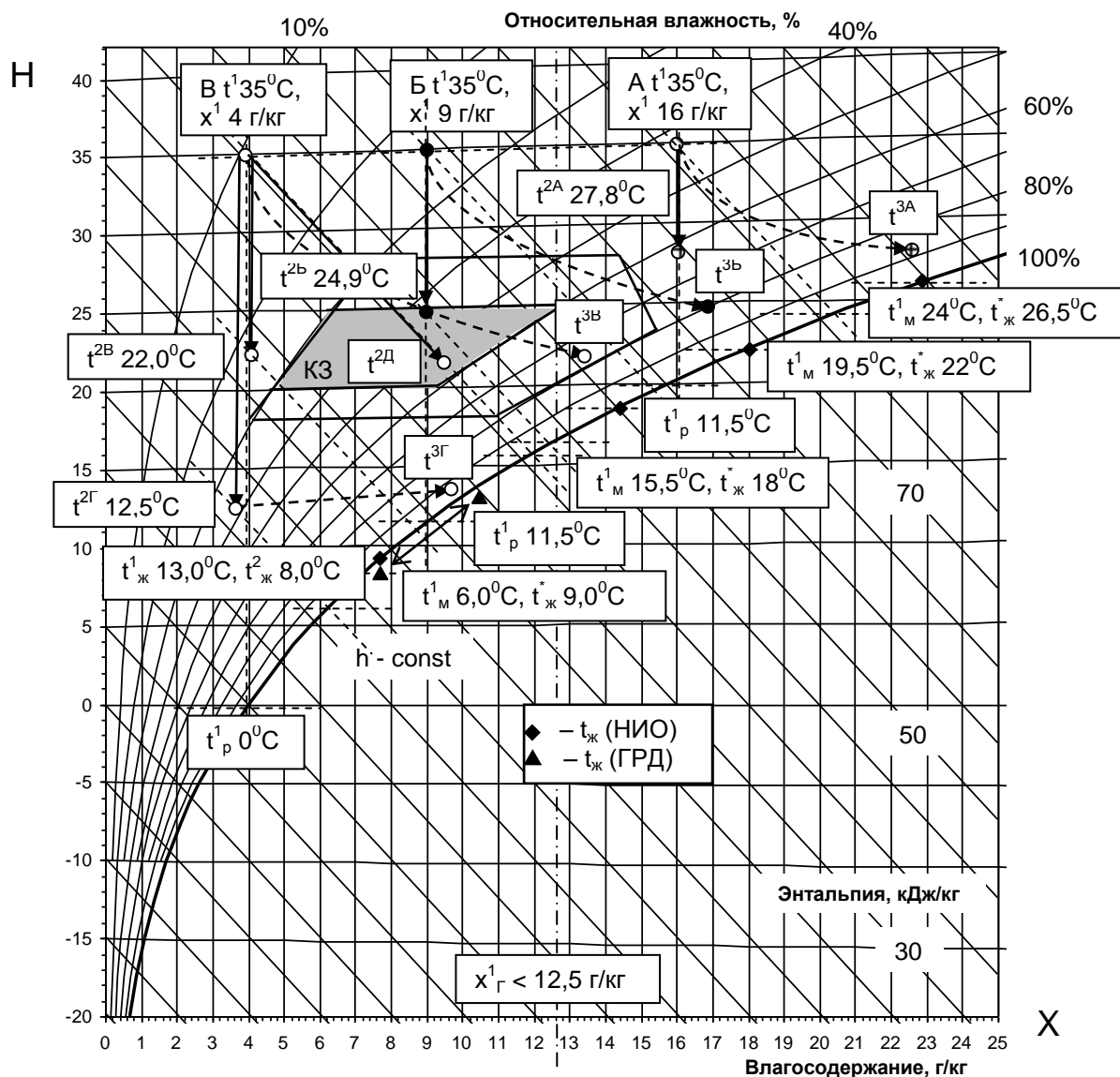


Рисунок 5 – Влияние начального влагосодержания воздуха.

Рассмотрены возможности испарительного воздухоохлаждителя непрямого типа НИО и комбинированного двухступенчатого охладителя воды в составе НИО/R и градирни ГРД.

Обозначения по рис. 4, дополнительно: $t_{ж}^1$ и $t_{ж}^2$ – температуры жидкости в контуре испарительного охлаждения воды (градирне).

На основе НИО (схема А) дополнительно рассмотрен охладитель в составе НИО/ПИО (комбинированная схема, в которой ИО непрямого и прямого типа, включены по основному воздушно-му потоку последовательно), – процессы ($t^1 - t^{2a}$) и ($t^{2a} - t^{2a*}$) в сухой части НИО и ПИО, соответственно. Такая схема обеспечивает получение комфортных параметров и является менее энергопотребляющей, чем двухступенчатая схема по формуле НИО/НИО. Отметим особо, что для схемы Г температура охлажденного воздуха составляет $17,5^{\circ}\text{C}$, при температуре мокрого термометра наружного воздуха $18,5^{\circ}\text{C}$, то есть для НИО/R пределом охлаждения является точка росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности практического использования испарительных охладителей даже в диапазоне начальных условий $x_{\Gamma} < 12,5\text{г/кг}$.

На рисунке 5 на Н/Х диаграмме влажного воздуха показаны возможности НИО с учетом начального влагосодержания воздуха. Расчеты выполнены для условий: $t^1 = 35^{\circ}\text{C}$, $x^1 = 16\text{г/кг}$ (А), $x^1 = 9\text{г/кг}$ (Б) и $x^1 = 4\text{г/кг}$ (В). Видно, что при $x_{\Gamma} > 12,5\text{г/кг}$ (точка А) испарительное охлаждение вообще не может обеспечить параметры комфортности воздуха в помещении. При $x_{\Gamma} < 12,5\text{г/кг}$ использование НИО вполне обеспечивает выход в зону комфортности (точка Б, температура основного потока t^{2b}). Когда величина x_{Γ} достаточно мала (точка В) задача решается как с помощью НИО (t^{2b}), так и с помощью испарительного охладителя прямого типа (ПИО, температура t^{2d}) и, конечно, использование ПИО предпочтительно с точки зрения реальных энергозатрат.

Большой практический интерес представляет вариант комбинированного охладителя на основе НИО и градирни ГРД на основном воздушно-му потоке, покидающем НИО (схема охладителя по варианту Б на рис. 5). Эта комбинированная схема обеспечивает для рассматриваемых начальных условий температуру охлажденной воды: схема НИО-ГРД, условия А ($t^1 = 35^{\circ}\text{C}$, $x^1 = 16\text{г/кг}$): $-t^1_{\text{ж}} = 31,5^{\circ}\text{C}$, $t^2_{\text{ж}} = 26,5^{\circ}\text{C}$; схема НИО-ГРД, условия Б ($t^1 = 35^{\circ}\text{C}$, $x^1 = 9\text{г/кг}$, $-t^1_{\text{ж}} = 24,5^{\circ}\text{C}$, $t^2_{\text{ж}} = 19,5^{\circ}\text{C}$; схема НИО-ГРД, условия В ($t^1 = 35^{\circ}\text{C}$, $x^1 = 4\text{г/кг}$): $-t^1_{\text{ж}} = 19^{\circ}\text{C}$, $t^2_{\text{ж}} = 14^{\circ}\text{C}$.

Использование многоступенчатых испарительных охладителей в целях охлаждения сред и термовлажностной обработки воздуха позволяет снизить энергозатраты, в сравнении с традиционной парокомпрессионной техникой охлаждения, в среднем на 25-35% и существенно повысить экологическую чистоту новых решений [1-3, 7-9].

ВЫВОДЫ

1. Переход от схемы НИО к НИО/R позволяет снизить температуру охлаждения; для схемы НИО/R пределом охлаждения является температура точки росы наружного воздуха, что существенно

но расширяет возможности практического использования испарительных охладителей.

2. Для многоступенчатого охладителя на основе моноблока НИО пределом охлаждения является точка росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности практического использования таких испарительных охладителей;

3. Использование в составе охладителя теплообменника на холодном вспомогательном воздушно-му потоке дополнительно и существенно улучшает его характеристики

ЛИТЕРАТУРА

1. **Дорошенко А.** Компактная тепломассообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчет, инженерная практика). Докторская диссертация, Одесский институт низкотемпературной техники и энергетики. Одесса. - 1992. - т. 1. - 350 с., т. 2. - 260 с.
2. **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., 2009. - 210 p.
3. **Дорошенко А.В., Васютинский С.Ю., Филин С.О., Богуслав Закшевский,** Evaporative Coolers in Alternative Energetics / Испарительные охладители в альтернативной энергетике, Западно-поморский технологический университет, Щецин, Польша, 2012, 439 с.
4. **Шервуд Т., Пигфорд Р., Уилки Ч.** Массопередача. Москва, «Химия», 1982, с. 696 (глава 7: Одновременная тепло- и массопередача)
5. **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.
6. **Steimle F.** Development in Air-Conditioning. International Conference of Research, Design and Conditioning Equipment in Eastern European Countries, September 10-13, Bucharest, Romania, IIF/IIR. - P. 13-29.
7. **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.
8. **Maisotsenko V., Lelland Gillan, M.** 2003, The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling 21st International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C.
9. **Hakan Caliskan, Arif Hepbasli, Ibrahim Dincer, Valeriy Maisotsenko.** Thermodynamic performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle International Journal of Refrigeration 34 (2011) P. 980 – 990.

Получена в редакции 11.01.2013, принята к печати 21.01.2013