

УДК 536.248.2:532.529.5

О.А. Лисогурська, А.В. Дорошенко

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, 65082

ПРОБЛЕМА РЕКОНДЕНСАЦІЇ У ВИПАРНИХ ОХОЛОДЖУВАЧАХ ГАЗІВ І РІДИН

Запропоновано метод аналізу стану повітряного потоку в високоінтенсивних випарних охолоджувачах газів і рідин та вироблені рекомендації щодо запобігання небезпеці реконденсации водяної пари шляхом варіювання співвідношення контактуючих потоків і початкових параметрів середовищ.

Ключові слова: випарний охолоджувач – багатоканальна насадка – спільний тепломасообмін.

О.А. Лисогурская, А.В. Дорошенко

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

ПРОБЛЕМА РЕКОНДЕНСАЦИИ В ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЯХ ГАЗОВ И ЖИДКОСТЕЙ

Предложен метод анализа состояния воздушного потока в высокоинтенсивных испарительных охладителях газов и жидкостей и выработаны рекомендации по предотвращению опасности реконденсации водяных паров путем варьирования соотношения контактирующих потоков и начальных параметров сред.

Ключевые слова: испарительный охладитель, многоканальная насадка, совместный тепломасообмен.

ВВЕДЕНИЕ

Проблема расширения практической области использования испарительных охладителей газов и жидкостей связана с естественным пределом испарительного охлаждения – температурой наружного воздуха по мокрому термометру и опасностью туманообразования (реконденсации водяных паров при приближении к равновесной кривой) [1-2,5,6]. Работа посвящена анализу состояния воздушных потоков при глубоком охлаждении сред в области критических состояний воздушного потока, приближающегося к равновесной кривой. В качестве методов анализа использованы теоретические построения и экспериментальная проверка теоретических данных.

I. СОВМЕСТНЫЙ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОС ПРИ ИСПАРИТЕЛЬНОМ ОХЛАЖДЕНИИ СРЕД

Суммарное количество тепла, отдаваемое водой (рисунок 1):

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

(в случае, когда $t_{ж} < t_r$ величина dQ_{α} входит в уравнение (1) с обратным знаком).

Количество явного тепла, отдаваемого водой воздуху:

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

При этом обычно полагают, что $t_{ж} = t^*$, т.е. отсутствует градиент температур по глубине водяной пленки.

$$dQ_{\beta} = r d g_{\beta} = r \beta_p (P'_{\Gamma} - P_{\Gamma}) dF_{\beta} \quad (3)$$

Поверхностное испарение может происходить лишь в случае, когда $P'_{\Gamma} > P_{\Gamma}$.

Суммарно переносимое количество тепла в системе:

$$dQ_{\Sigma} = \alpha_r (t_{ж} - t_r) dF_{\alpha} + r \beta_p (P'_{\Gamma} - P_{\Gamma}) dF_{\beta} \quad (4)$$

Связь между парциальным давлением и влагосодержанием, определяется выражениями:

$$P_{\Gamma} = \frac{x_r}{x_r + 0,622} P; \quad P'_{\Gamma} = \frac{x'_r}{x'_r + 0,622} P \quad (5)$$

$$\text{Здесь } 0,622 = \frac{R_r}{R_D}.$$

Пренебрегая в (5) величинами x_r и x'_r сравнительно с величиной 0,622, получим:

$$dQ_{\beta} = r \beta_x (x'_r - x_r) dF_{\beta} \quad (6),$$

где $\beta_x = 1,61 p \beta_p$.

Для системы вода-воздух отношение коэффициентов тепло- и массоотдачи является эмпирической величиной (соотношение Льюиса), которую принято рассматривать, как постоянную [3]:

$$\frac{\alpha_r}{\beta_x} \cong c'_p \quad (7)$$

$$dQ_{\Sigma} = \beta_x [c'_p (t_{ж} - t_r) + r (x'_r - x_r)] dF$$

Учитывая, что $r = (r_0 - 0,55 t_r)$, запишем:

$$dQ_{\Sigma} = \beta_x [(c'_p t_{ж} + r_0 x'_r) - (c'_p t_r + r_0 x_r) - 0,55 (x'_r - x_r) t_r] dF$$

$$dQ_{\Sigma} = \beta_h [(h'_r - h_r) - 0,55 (x'_r - x_r) t_r] dF$$

Пренебрегая зависимостью γ от температуры, находим:

$$dQ_{\Sigma} = K_h (h'_r - h_r) dF \quad (8)$$

Это основное уравнение метода «энтальпийного потенциала». Оно позволяет существенно упростить расчет процессов тепломассообмена, поскольку вместо двух движущих сил используется одна – энтальпийный напор, и вместо двух коэффициентов переноса α_r и β_p (4) один – K_h , который в англоязычной литературе принято называть «коэффициентом переноса энтальпии», а в отечественной – коэффициентом переноса суммарного

тепла в системе. Следует указать на значительное количество принятых при выводе уравнения (8) упрощающих предпосылок, без чего его вывод невозможен. Применение уравнения (8) к расчету процессов теплообмена в системе вода-воздух наглядно иллюстрируется графическими построениями в h - t диаграмме.

Уравнение энтальпийного баланса

$$G_{\text{ж}} c_{\text{ж}} dt_{\text{ж}} = G_{\text{г}} dh_{\text{г}} \quad (9)$$

Это уравнение «рабочей линии» процесса. Таким образом, $t_{\text{ж}}$ линейно зависит от $h_{\text{г}}$, причем наклон линии равен:

$$\tan \alpha = \frac{dh_{\text{г}}}{dt_{\text{ж}}} = \frac{G_{\text{ж}} c_{\text{ж}}}{G_{\text{г}}} \quad (10)$$

На рисунке 2 показано графическое построение рабочей линии. Поскольку значения $h_{\text{г}}^1$ и $t_{\text{ж}}^2$ фиксируются в нижней части градирни, линия баланса энтальпии – прямая, проходящая через точку A' ($t_{\text{ж}}^2, h_{\text{г}}^1$) [3]. Значение энтальпийного напора в любом сечении аппарата равно вертикальному отрезку между кривой насыщения и рабочей линией. Рабочая линия с максимальным наклоном – AA^{**} . Точка A^{**} соответствует состоянию полностью насыщенного воздуха, покидающего в аппарат при $t_{\text{г}} = t_{\text{в}}$.

$$\tan \alpha^* = \left(\frac{G_{\text{ж}} c_{\text{ж}}}{G_{\text{г}}} \right)_{\max} = \frac{[\varphi(t_{\text{ж}}^1) - t_{\text{г}}^1]}{(t_{\text{ж}}^1 - t_{\text{ж}}^2)} \quad (11)$$

С учетом (9):

$$\frac{K_h F}{G_{\text{ж}}} = \int_{t_{\text{ж}}^2}^{t_{\text{ж}}^1} \frac{c_{\text{ж}} dt_{\text{ж}}}{(h_{\text{г}}' - h_{\text{г}})} \quad (12)$$

Правая часть уравнения (12) содержит только термодинамические параметры потоков, а левая – конструктивные и эксплуатационные характеристики градирни (рабочую поверхность, расход воды и коэффициент массоотдачи). Это делает уравнение (12) особенно удобным для расчета градирен и кондиционеров. Величина $\frac{K_h F}{G_{\text{ж}}}$ обозначается K_V и носит название «критерия испарения». Она определяет условия, необходимые для охлаждения воды от $t_{\text{ж}}^1$ до $t_{\text{ж}}^2$ при энтальпии входящего в аппарат воздуха $h_{\text{г}}^1$ и величине коэффициента орошения $\frac{G_{\text{ж}}}{G_{\text{г}}}$ [3].

II. РАЗРАБОТКА МЕТОДА АНАЛИЗА СОСТОЯНИЯ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В ТЕПЛОМАСООБМЕННОЙ ЧАСТИ АППАРАТА

В современных высокоэффективных охладителях газов и жидкостей при использовании плотных насадочных структур (при высоких значениях удельной поверхности в единице объема насадки $a = 200$ - $300 \text{ м}^2/\text{м}^3$) возникает опасность полного насыщения воздушного потока до его выхода из аппарата, что может привести к реконденсации водяных паров и резкому снижению эффективности процесса. На основе метода «энтальпийного потенциала» разработана методология анализа состояния воздушного потока по высоте (противоток) или по длине (поперечноточная схема контактирования) теплообменного аппарата.

В основе уравнения (8) лежит равенство $t_{\text{ж}} = t_{\text{г}}$. Поскольку, в действительности $t_{\text{ж}} > t_{\text{г}}$, можно записать:

$$dQ_{\alpha} = \alpha_{\text{г}}^0 (t^* - t_{\text{г}}) dF_{\alpha} \quad (13)$$

$$dQ_{\beta} = r \beta_x^0 (x_{\text{г}}'' - x_{\text{г}}) dF_{\beta} \quad (14)$$

$$dQ_{\Sigma} = dQ_{\alpha} + dQ_{\beta} = \beta_h (h_{\text{г}}'' - h_{\text{г}}) dF \quad (15)$$

$$dQ_{\Sigma} = \alpha_{\text{ж}} (t_{\text{ж}} - t^*) dF \quad (16)$$

Симпсон и Шервуд [4] отметили, что равенство

$$K_h (h_{\text{г}}' - h_{\text{г}}) = \beta_h (h_{\text{г}}'' - h_{\text{г}}) \quad (17)$$

может иметь место либо в случае прямолинейности линии насыщения, либо при $\alpha_{\text{ж}} = \infty$. Поэтому использование величины K_h в ситуациях, существенно отличающихся от экспериментальных условий, при которых K_h получено, может привести к ошибке [3, 4]. В связи с этим особый интерес представляет определение реальных величин $\alpha_{\text{ж}}$ и β_h (метод «энтальпийного потенциала» позволяет находить лишь значение общего коэффициента переноса K_h).

$$\frac{-\alpha_{\text{ж}}}{\beta_h} = \frac{(h_{\text{г}}'' - h_{\text{г}})}{(t_{\text{г}} - t_{\text{ж}})} \quad (18)$$

Это уравнение соответствует на h - t диаграмме «конноде» $A'B'$ (рисунок 2). В данном сечении аппарата линия $A'B'$ соединяет точку с координатами $h_{\text{г}}$, $t_{\text{ж}}$ (рабочая линия) с точкой на кривой равновесия, отвечающей состоянию поверхности раздела ($h_{\text{г}}'', t_{\text{г}}$). Поскольку величины коэффициентов $\alpha_{\text{ж}}$ и β_h по высоте аппарата, при выбранных расходах потоков, остаются неизменными, наклон конноды (связывающей линии) в любом сечении также одинаков.

В работах Микли и Мизушина (ссылки по работе [3]), практически одновременно, был разработан графоаналитический метод анализа, основанный на ступенчатых построениях в h - t диаграмме. При этом используется выражение:

$$\frac{dh_{\text{г}}}{dt_{\text{г}}} = \frac{(h_{\text{г}}'' - h_{\text{г}})}{(t^* - t_{\text{г}})} \quad (19)$$

Рассмотрим использование уравнений (18) и (19) при переходе от сечения I-I к сечению II-II (рисунок 2). Точка C' характеризует состояние потока воздуха в нижнем сечении ($h_{\text{г}}$, $t_{\text{г}}$). На расстоянии $\Delta h_{\text{г}}$ от этого сечения проведем горизонталь: точка A'' характеризует положение рабочей линии в новом сечении (II-II). $A'B'$ и $A''B''$ - положения коннод.

$$\frac{\Delta h_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{г}}} = \frac{(h_{\text{г}}'' - h_{\text{г}})}{(t^* - t_{\text{г}})}$$

Соединив точку C' с точкой B' (лежащей на пересечении конноды $A'B'$ и кривой насыщения) получаем направление изменения состояния воздуха между двумя рассматриваемыми сечениями («связующая линия» процесса), причем точка C'' (пересечение $C'B'$ и горизонтали, соответствующей вышерасположенному сечению) характеризует состояние воздуха в сечении II-II. Аналогичные построения можно выполнить при переходе от сечения II-II к III-III (точка A''' на рабочей линии). Описанные построения могут быть проведены для ряда сечений между нижним и верхним концами

аппарата (на рисунке 2 построения приведены для противоточной схемы контактирования потоков). В результате пересечение линии $C'C''C''' \dots$ с линией h_r^2 даст состояние воздуха, покидающего аппарат (C^*). Указанные построения возможны лишь при известных величинах $\alpha_{ж}$ и β_h (известном наклоне конноды). Задача решается методом последовательных приближений: выбирают значение $\alpha_{ж}/\beta_h$ (фактически перепад температур по глубине водяной пленки) и, используя описанную выше ступенчатую процедуру, определяют t_r^2 (расч.) и сопоставляют с t_r^2 (эсп.), определяемой экспериментально. Построение заканчивается, если t_r^2 (расч.) = t_r^2 (эсп.). При этом диапазон $\Delta t_{ж}$ делится на n равных частей, причем с ростом n точность метода повышается.

Записав уравнение (8) для двух рассмотренных случаев ($\alpha_{ж} = \infty$, $\alpha_{ж} \neq \infty$),

$$dQ_{\Sigma} = K_h(h_r' - h_r)dF$$

$$dQ_{\Sigma} = \beta_h(h_r'' - h_r)dF$$

и предполагая линейность кривой насыщения, получим:

$$h_r' = \bar{m}t_{ж} + b \quad (20)$$

$$h_r'' = \bar{m}t^* + b \quad (21)$$

$$K_h(h_r' - h_r)dF = \beta_h(h_r'' - h_r)dF$$

Перепишем равенство в виде:

$$\frac{F\beta_h}{FK_h} = \frac{(h_r' - h_r'')}{(h_r'' - h_r)} + 1 \quad (22)$$

Уравнение (18)

$$\frac{F\beta_h}{F\alpha_{ж}} = \frac{(t_{ж} - t^*)}{(h_r' - h_r)}$$

с учетом (20) и (21) примет вид:

$$\frac{F\beta_h}{F\alpha_{ж}} \bar{m} = \frac{(h_r' - h_r'')}{(h_r'' - h_r)} \quad (23)$$

Из уравнений (22) и (23) следует:

$$\frac{1}{FK_h} = \frac{1}{F\beta_h} + \frac{\bar{m}}{F\alpha_{ж}} \quad (24)$$

$$(R_{\Sigma} = R_r + \bar{R}_{ж})$$

Полученное уравнение связывает общее термическое сопротивление в системе (R_{Σ}) с термическим сопротивлением воздушной (R_r) и водяной ($\bar{R}_{ж}$) пленок. Уравнение (24) можно записать и для случая, когда линия насыщения кривая:

$$\frac{1}{FK_h} = \frac{1}{F\beta_h} + \frac{m}{F\alpha_{ж}} \quad (25)$$

$$(R_{\Sigma} = R_r + R_{ж})$$

где:

$$m = \frac{\int_{h_r^1}^{h_r^2} \frac{mdh_r}{(h_r' - h_r)}}{\int_{h_r^1}^{h_r^2} \frac{dh_r}{(h_r' - h_r)}}$$

С целью повышения точности и устранения громоздкости графической процедуры, нами предложена аналитическая интерпретация метода. Уравнение рабочей линии:

$$\Delta h_r = \frac{G_{ж}C_{ж}}{G_r} \Delta t_{ж} = \frac{G_{ж}C_{ж}}{G_r} (t_{ж}^1 - t_{ж}^2)$$

Обозначим $\Delta t = (t_{ж}'' - t^*)$ - перепад температур по глубине водяной пленки.

$$\Delta t = (h_r'' - h_r)/(\alpha_{ж}/\beta_h)$$

Уравнение рабочей линии запишется:

$$\Delta h_r = \frac{G_{ж}C_{ж}}{G_r} [((t^*)^1 - (t^*)^2) + (\Delta t^1 - \Delta t^2)]$$

$$\Delta h_r = \frac{G_{ж}C_{ж}}{G_r} (\Delta t^* + a), \quad (26)$$

где

$$a = \frac{[(h_r'')^1 - h_r^2] - [(h_r'')^2 - h_r^1]}{(\alpha_{ж}/\beta_h)} \quad (27)$$

При этом полагается, что значение a постоянно по высоте аппарата. В действительности, поскольку линия насыщения в h - t диаграмме не является прямолинейной, величина a по высоте аппарата несколько изменяется. В зависимости от величины $l = G_r/G_{ж}$ (относительного расхода воздуха в аппарате) оно может быть меньше, равно или больше нуля. Уравнение (26) позволяет связать изменение температуры поверхности раздела с изменением энтальпии воздушного потока.

Расчет основан на уравнениях (18), (19*), (26):

$$\frac{-\alpha_{ж}}{\beta_h} = \frac{(h_r'' - h_r)}{(t^* - t_{ж})}$$

$$\frac{\Delta h_r^n}{\Delta t_r^n} \cong \frac{((h_r'')^n - h_r^n)}{((t^*)^n - t_r^n)}$$

$$\Delta h_r = \frac{G_{ж}C_{ж}}{G_r} \left(\Delta t^* + \frac{[(h_r'')^1 - h_r^2] - [(h_r'')^2 - h_r^1]}{(\alpha_{ж}/\beta_h)} \right)$$

$$\frac{-dh_r}{dt_r} = \frac{(h_r'' - h_r)}{(t^* - t_r)} \quad (28)$$

При этом предполагается, что параметры потоков и соотношение $l = G_r/G_{ж}$ экспериментально определены. Найдем $\alpha_{ж}/\beta_h$ и a . Обозначим сечения аппарата, начиная с нижнего индексами I, II, III и т.д. в нижнем сечении зададимся величиной $\Delta t^I = (t_{ж}^I - (t^*)^I)$, где $t_{ж}^I = t_{ж}^2$. По значению $(t^*)^I$ находим $(h_r'')^I$.

$$\frac{-\alpha_{ж}}{\beta_h} = \frac{((h_r'')^I - h_r^I)}{((t^*)^I - t_{ж}^I)}$$

Здесь $h_r^I = h_r^1$. Величина этого отношения остается по высоте аппарата неизменной (в связи с постоянством значений $\alpha_{ж}$ и β_h). Для верхнего сечения аппарата:

$$\frac{-\alpha_{ж}}{\beta_h} = \frac{((h_r'')^k - h_r^k)}{((t^*)^k - t_{ж}^k)}$$

где: $t_{ж}^k = t_{ж}^1$, $h_r^k = h_r^2$, $(h_r'')^k = \varphi((t^*)^k)$. Находим $(t^*)^k$ и $(h_r'')^k$.

$$a = \frac{[(h_r'')^k - h_r^k] - [(h_r'')^I - h_r^I]}{(\alpha_{ж}/\beta_h)}$$

Зная $\alpha_{ж}/\beta_h$ и a , проводим расчет аппарата.

Сечение I:

$$\frac{\Delta h_r^*}{\Delta t_r^I} \cong \frac{((h_r'')^I - h_r^I)}{((t^*)^I - t_r^I)}$$

Правая часть этого уравнения определена. Разбив диапазон Δt^* на k участков, получим:

$$\Delta h_r^* = \frac{G_{ж}C_{ж}}{G_r} (1 + a)$$

Величины $(\Delta t^*)^*$ и Δh_r^* остаются по высоте аппарата (при переходе к каждому новому сечению) неизменными. Находим Δt_r^I .

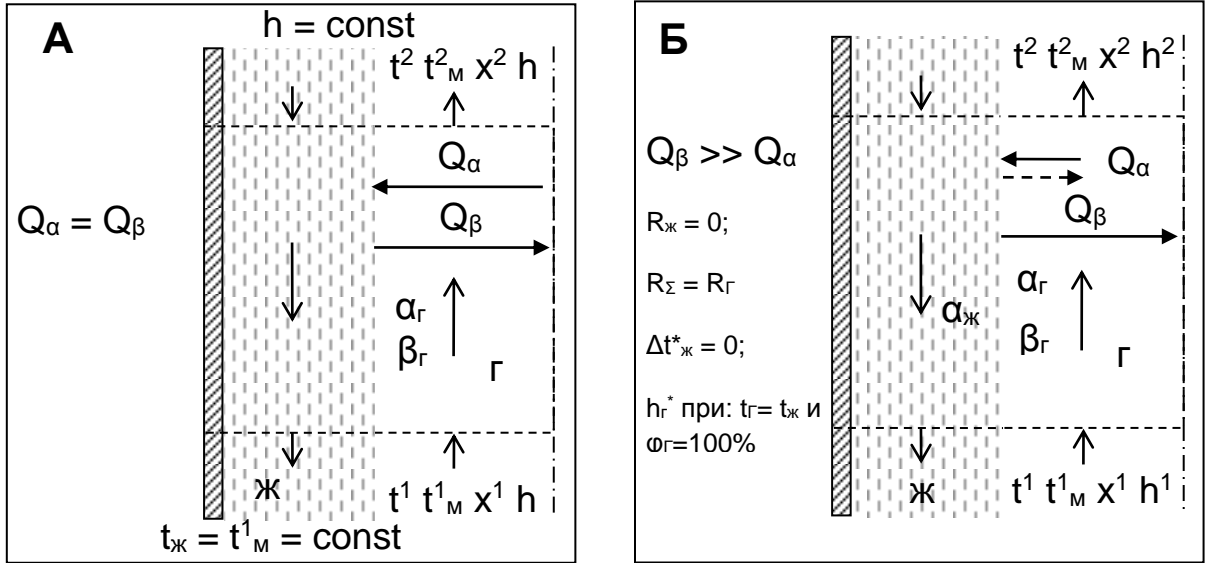


Рисунок 1 – К моделированию процессов совместного теплообмена при испарительном охлаждении

А. Адиабатический процесс: температура воды, рециркулирующей через испарительный охладитель постоянна и равна температуре воздуха по мокрому термометру на входе в аппарат; изменение состояния воздушного потока протекает при постоянном значении энтальпии.

Б. Политропический процесс (процесс охлаждения воды в градирне). Вода охлаждается; энтальпия и влагосодержание воздушного потока возрастают, температура воздушного потока может снижаться, возрастать или оставаться неизменной.

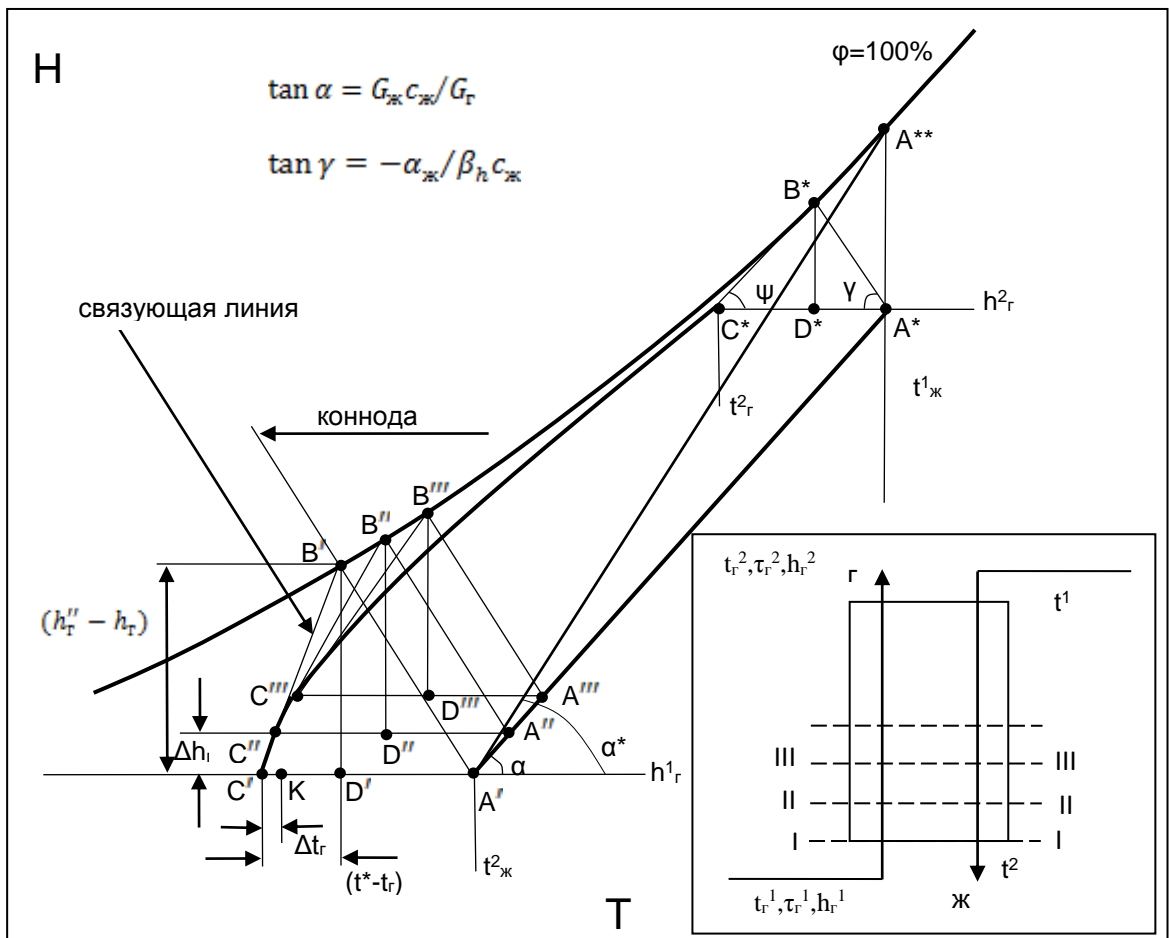


Рисунок 2 – Построение линии изменения состояния воздушного потока при испарительном охлаждении

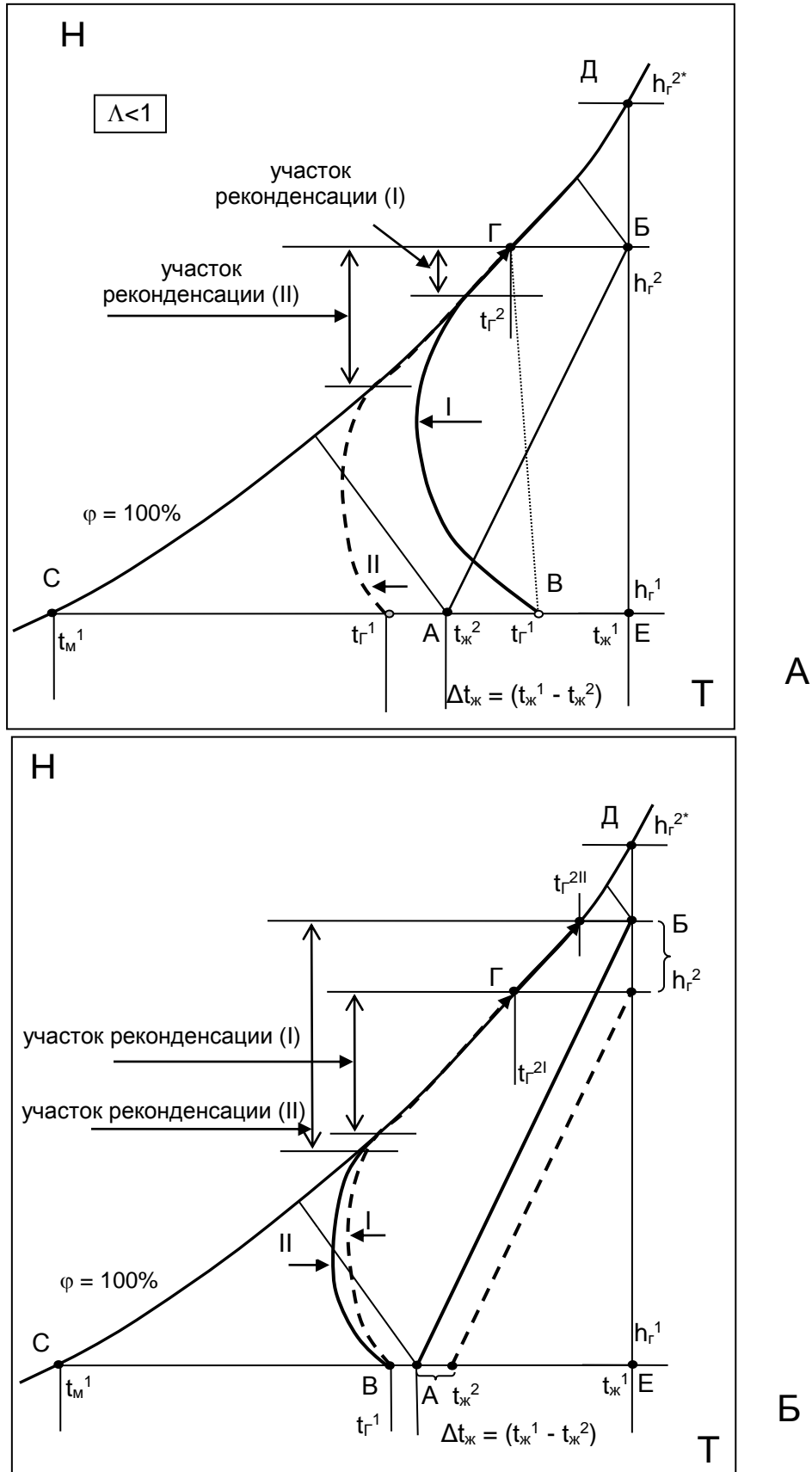


Рисунок 3 – Анализ опасности полного насыщения воздушного потока до выхода из насадки аппарата.

Кривые I и II – влияние степени приближения к пределу испарительного охлаждения $\Delta t_{ж} = (t_{ж2} - t_{ж1})$

А. Влияние величины начальной температуры газового потока t_{r1}

Б. Влияние увеличения эффективности процесса на проблему реконденсации

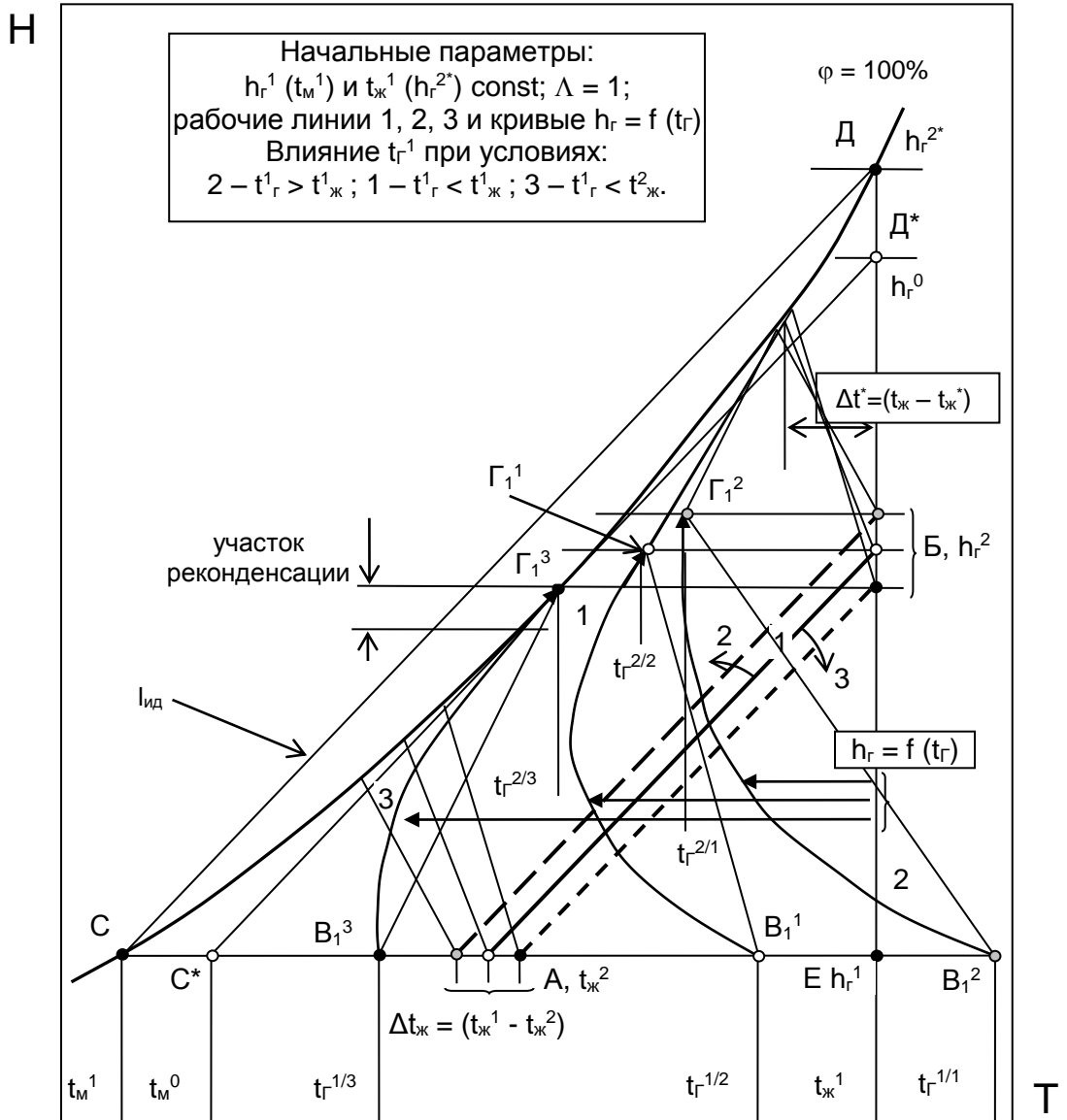


Рисунок 4 – Влияние соотношения начальных температур воды и воздуха на положение рабочей линии и ход процесса $h_r = f(t_r)$ в поле диаграммы влажного воздуха, при неизменном соотношении расходов газа и жидкости ($\Lambda = I/I_{ид} = 1$).

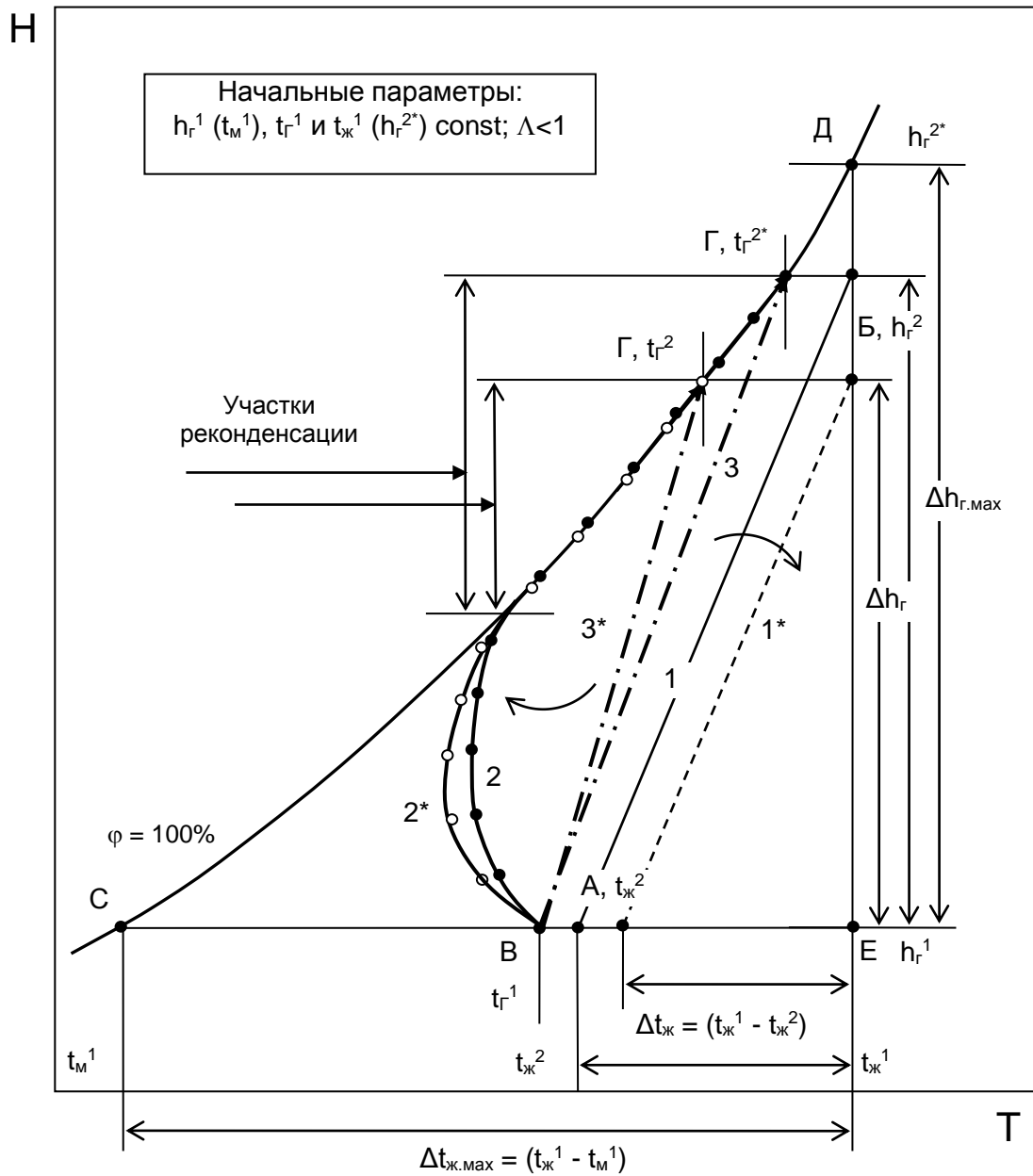


Рисунок 5 – Влияние реконденсации на выходе из аппарата.

Обозначения: АБ – положения рабочей линии процесса испарительного охлаждения (1, 1* – сдвиг рабочей линии с учетом реконденсации); ВГ – линия изменения состояния воздушного потока (3, 3* – традиционный подход, 2, 2* – реальное протекание процесса).

Процедура расчета продолжается до сечения k (выход из аппарата), где определяется значение $t_r^k = t_r^2$ (расч.). Расчет закончен при условии $t_r^2(\text{расч.}) = t_r^2(\text{экспер.})$. В противном случае следует задаться новым значением разности Δt^l и расчет повторить. Из равенства следует, что значение Δt^l (либо, что то же самое, величина отношения $\alpha_{ж}/\beta_n$) выбрано верно.

Описанная ступенчатая процедура может быть использована и применительно к условиям протекания процесса по рисунку 2. При этом в расчете последовательно используются уравнения (19) и (27). Предложенная аналитическая интерпретация метода может быть использована при расчете и процессов конденсации в системе вода-воздух, а также процессов с непрямым контактом потоков.

III. АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ И ВЫРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ

На рисунке 3 выделен случай $\Lambda < 1.0$ ($\Lambda = l/l_{ид}$, где $l = G_r/G_{ж}$, а $l_{ид}$ – соотношение контактирующих потоков для идеальной модели испарительного охладителя жидкости, которое характеризуется условиями термодинамического равновесия на обоих концах охладителя) и анализ расширен в область меньших значений температуры воздуха на входе t_r^1 , при этом варьировалась и степень приближения к пределу испарительного охлаждения $\Delta t_{ж}^* = (t_{ж}^2 - t_m^1)$, – (кривая II). Видно, что с ростом эффективности процесса (рабочая линия процесса для случая II смещена и показана пунктиром) и снижением t_r^1 опасность реконденсации значительно возрастает.

На рисунке 4 этот результат проанализирован дополнительно в широком интервале соотношений начальных температур воды и воздуха (линии $h_r = f(t_r)$ на графике соответствуют соотношениям температур: 2 – $t_r^1 > t_{ж}^1$; 1 – $t_r^1 < t_{ж}^1$; 3 – $t_r^1 < t_{ж}^2$). Показано влияние этих параметров на положение рабочей линии и на ход процесса $h_r = f(t_r)$ в поле диаграммы влажного воздуха, при неизменном соотношении расходов газа и жидкости ($\Lambda = l/l_{ид} = 1$). Изменение положения рабочей линии (параллельный ее сдвиг в позициях 1-3) обусловлено именно влиянием реконденсации на эффективность процесса, что сказывается на повышении температуры охлаждаемой воды $t_{ж}^{2/3}$.

На рисунке 5 сдвиг рабочей линии процесса 1-1* иллюстрирует снижение эффективности процесса испарительного охлаждения с повышением как температуры охлажденной воды, так и степени эффективности использования воздушного потока.

Опасность реконденсации связана с величиной соотношения контактирующих потоков и

начальных параметров воды и воздуха. Она возрастает при малых значениях $l = G_r/G_{ж}$, при неблагоприятных соотношениях начальных температур контактирующих потоков газа и жидкости (при высоких значениях $t_{ж}^1$ и низких значениях t_r^1), и при высоких влагосодержаниях воздушного потока.

ВЫВОДЫ

1. Разработанный метод анализа состояний воздушного потока в объеме насадочного слоя испарительного охладителя позволяет выявить условия возникновения реконденсации и резкого снижения эффективности процесса при глубоком охлаждении сред.

2. На основе экспериментального материала проанализированы процессы испарительного охлаждения в аппаратах с высокой плотностью насадочного слоя и показано снижение эффективности процесса при реконденсации; на основе выполненных расчетов и проведенного эксперимента установлено, что опасность реконденсации в верхней зоне насадки возникает при $t_{ж}^1 > 45^\circ\text{C}$ и при $t_r^1 < 15^\circ\text{C}$

ЛИТЕРАТУРА

1. Горин А.Н., Дорошенко А.В. 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. Дорошенко А. Компактная теплообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчет, инженерная практика). Докторская диссертация, Одесский институт низкотемпературной техники и энергетики. Одесса. - 1992. – т. 1. – 350 с., т. 2. – 260 с.
4. 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. John L., McNab, Paul McGregor, 2003, Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessicant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. 21st International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C., ICR0646.

O.A. Lisohurska, A.V. Doroshenko

Odessa National academy of food technologies, 1/3 Dvoryanskaya str. Odessa, 65082

PROBLEM OF RECONDENSATION IN EVAPORATIVE COOLERS OF GASES AND LIQUIDS

The problem of gases and liquids evaporative coolers practical use area widening is associated with the reduction of the evaporative cooling limit from wet-bulb temperature to the dew point temperature of the outside air. This entails a risk of water vapor recondensation when approaching the equilibrium curve. The application of the "enthalpy potential" method to the availability of the water film thermal resistance, which is neglected in traditional calculations of the evaporative coolers is considered in the paper. The developed method allows to analyze the change of air flow state when it is in the directly contact with the liquid film, which is essential for deep cooling of a liquid (when the limit is the dew point temperature and the line of air state changes is coming directly to $\phi = 100\%$). An equation expressing the additive phase resistance was received, and it is shown that the value of the thermal resistance of the liquid is up to 50 % of the total thermal resistance, that is non-negligible, as assumed in the traditional evaporative coolers calculations. On the basis of experimental data the authors analyzed the influence of the contacting gas and liquid flows ratio and their initial parameters (temperature and moisture) on the danger of recondensation and recommendations to mitigate such threats were made.

Keywords: evaporative cooler – multichannel – joint heat and mass transfer.

REFERENCES

1. **Gorin A.N., Doroshenko A.V.** Solnechnaya energetika. (Teoriya, razrabotka, praktika), – Donetsk: Nord-Press, 2008. 374 p.
2. **Gorin A.N., Doroshenko A.V.** Al'ternativnye kholodil'nye sistemy i sistemy konditsionirovaniya vozdukh. 2-e pererabotannoe i dopolnennoe izdanie. – Donetsk.: Nord-Press, 2007. – 362 p.
3. **Doroshenko A.** Kompaktnaya teplomassoobmennaya apparatura dlya kholodil'noy tekhniki (teoriya, raschet, inzhenernaya praktika). Doktorskaya dissertatsiya, Odesskiy institut nizkotemperaturnoy tekhniki i energetiki. Odessa. - 1992. – t. 1. – 350 p., t. 2. – 260 p.
4. **Shervud T., Pigford R., Uilki Ch.** Massopere-dacha. Moskva, «Khimiya», 1982, p. 696 (glava 7: Odnovremennaya teplo- i massopere-dacha).
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. **John L., McNab, Paul McGregor,** 2003, Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessicant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. 21st International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C., ICR0646.

Отримана в редакції 19.02.2014, прийнята до друку 04.03.2014