

ТЕПЛОМАСООБМІН

УДК 697

Дорошенко А.В.¹, Демьяненко Ю.И.¹, Коваленко С.А.¹, Глауберман М.А.²

¹ Одесская национальная академия пищевых технологий

² Одесский национальный университет им. И.И.Мечникова

*E-mail: dor_av43@i.ua

Низкотемпературные испарительные воздухоохладители на основе тепломасообменных аппаратов с подвижным трехфазным насадочным слоем

Цель исследования состоит в разработке схемных решений для альтернативных систем кондиционирования воздуха, основанных на использовании низкотемпературных воздухоохладителей. Авторами разработаны принципиальные схемные решения таких воздухоохладителей со сниженным пределом испарительного охлаждения сред от температуры мокрого термометра поступающего на охлаждение воздушного потока до температуры точки росы. Воздухоохладители разработаны в раздельном и совмещенном вариантах компоновки. При этом использованы тепло - массообменные аппараты с подвижной псевдооживленной насадкой «газ-жидкость-твердое тело», как перспективное направление развития тепломасообменной аппаратуры (ТМА), обеспечивающее устойчивую эксплуатацию в экстремальных условиях, где существует опасность загрязнений и отложений на рабочих поверхностях ТМА, интенсификацию процессов тепло-массообмена, рост нагрузок и высокую равномерность распределения контактирующих потоков газа и жидкости в объеме насадочной части ТМА, особенно для реализации процессов в испарительных воздухоохладителях с размещением теплообменника непосредственно в объеме насадки. Экспериментальное исследование позволили установить предпочтительный для реализации процессов тепломасообмена в слое подвижной насадки диапазон значений эффективной плотности насадочных элементов, отличающийся устойчивостью и гомогенностью насадочного слоя, широким рабочим участком по скорости газового потока и приемлемыми значениями уноса жидкости при сравнительно небольшой динамической высоте слоя. Выполнен, на основании полученных экспериментальных данных, сравнительный анализ систем кондиционирования воздуха на основе низкотемпературного испарительного воздухоохладителя - чиллера. Разработанные решения позволяют расширить область практического использования методов испарительного охлаждения, например, обеспечить параметры комфортности воздуха в системе кондиционирования без привлечения традиционной парокомпрессионной техники, а также улучшить основные энергетические характеристики разрабатываемых систем.

Ключевые слова: Низкотемпературные испарительные воздухоохладители, испарительное охлаждение, режимы псевдооживления, тепломасообмен, пределы охлаждения

Введение. Интерес к возможностям испарительного охлаждения сред в последние годы неуклонно возрастает, что обусловлено их малым энергопотреблением и экологической чистотой [1-26]. Широкое практическое применение находят испарительные охладители (ИО) непрямого типа НИО (indirect

evaporative cooling, IEC). Возможности таких охладителей по достигаемому температурному уровню охлаждения ограничены температурой наружного воздуха по мокрому термометру t_m , являющейся естественным пределом охлаждения; их эффективность существенно зависит от местных климатических условий [1-11]. Значительный интерес в последние годы вызывают ИО со сниженным пределом испарительного охлаждения сред [12-26]. Снижение температурного уровня охлаждения обеспечивает и общее уменьшение количества воды, используемой в ИО, что для современных энергетических систем означает реальное уменьшение количества воды, требуемое для компенсации потерь на испарение.

1. Низкотемпературные испарительные воздухооохладители непрямого типа со сниженным пределом охлаждения. В испарительном воздухооохладителе непрямого типа НИОг (рис. 1, А и Б), получившем наибольшее распространение в последние годы [1-11], полный воздушный поток, поступающий на охлаждение П (наружный воздух НВ) делится на две части. Вспомогательный поток воздуха (В) поступает в «мокрую» часть охладителя, где контактирует с водой, рециркулирующей через насадку аппарата, обеспечивая ее испарительное охлаждение, которая, в свою очередь, охлаждает бесконтактно, через разделяющую каналы стенку, основной воздушный поток (О). Этот поток воздуха охлаждается при неизменном влагосодержании, что обеспечивает преимущества при создании на основе НИОг систем кондиционирования воздуха (СКВ). Вспомогательный воздушный поток выносит все тепло из аппарата, его температура также понижается а влагосодержание возрастает. Температура воды в цикле сохраняет неизменное значение и оказывается несколько выше температуры мокрого термометра поступающего в НИОг воздуха. Эта температура зависит от соотношения основного и вспомогательного воздушных потоков в НИОг и является пределом охлаждения для обоих воздушных потоков. Предел охлаждения здесь определяется комплексом: $t^0 = f(t_m^1, l = G_O / G_B, l' = G_B / G_{ж})$, и одновременно характеризует возможности обоих воздушных потоков («О» и «В»). На рис. 1 (А и Б) приведены как совмещенная, так и раздельная схемы НИОг. В первом случае водо-воздушный теплообменник размещен непосредственно в объеме насадки теплообменного аппарата ТМА. Это делает решение ИО компактным, но усложняет систему подачи и распределения воздушных потоков в насадочной части ТМА

Испарительные воздухооохладители могут быть обычного и регенеративного типов [1-4, 12-26]. В последнем (рис. 1В и Г) разделение воздушных потоков осуществляется на выходе из водо-воздушного теплообменника. Нами эта схема маркирована как НИО-Рг (воздушный чиллер Chg). Поскольку вспомогательный воздушный поток «В» поступает в испарительную часть охладителя уже охлажденным при неизменном влагосодержании, его потенциал охлаждения существенно возрастает и предел испарительного охлаждения теоретически снижается до температуры точки росы наружного воздуха t_p^1 . Отметим, что ес-

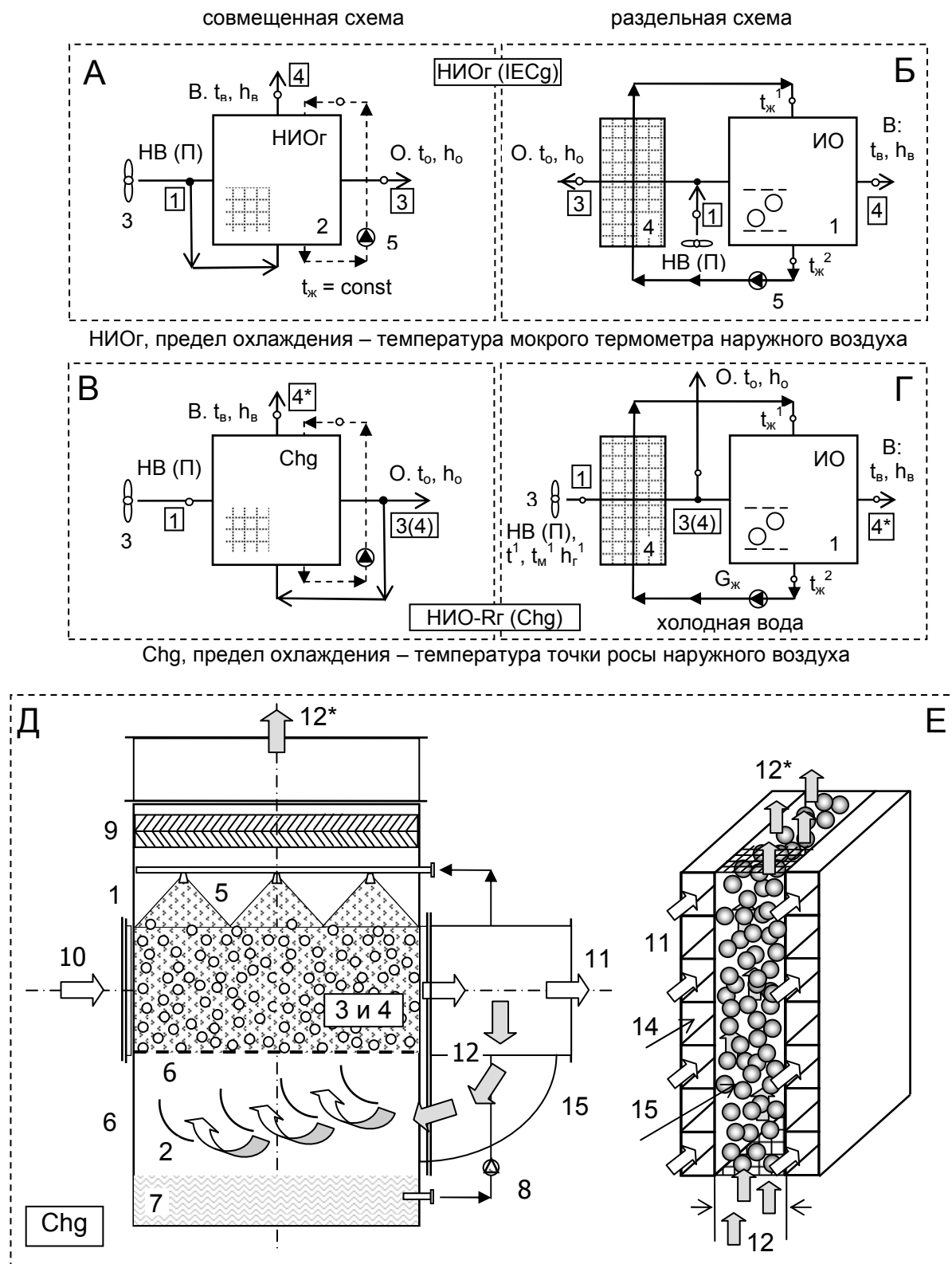


Рис. 1. Принципиальные схемы (в раздельном и совмещенном вариантах) воздухоохлаждателей непрямого типа НИО (А, Б) и воздухоохлаждателей-чиллеров (В, Г) и основные элементы тепломассообменных аппаратов (совмещенный вариант) с подвижной насадкой с размещением многоканального теплообменника в объеме ПН (Д, Е). Обозначения приведены в тексте статьи

ли в НИОг оптимальное соотношение воздушных потоков $l = G_O / G_B$ составляет примерно 1,0 [1-4], то здесь уже сам принцип, при равном отношении G_O и G_B на выходе из аппарата, приводит к двукратному снижению соотношения расходов контактирующих потоков ($l = G_{II} / G_B$) в соседних «мокрых» и «сухих» каналах насадочной части аппарата: - G_{II} (охлаждаемого в «сухой» части) и G_B (отводящего тепло в соседних «мокрых» каналах). Это повышает удельные энергозатраты на реализацию процесса, сравнительно с НИОг. Интерес к возможностям решения по схеме Chg в мировой периодике очень велик [3-4,12-26], разработке и изучению возможностей охладителя Chg посвящен ряд патентов и исследований в США и ряде европейских стран.

Аппараты с подвижной псевдооживленной насадкой (ПН) «газ-жидкость-твердое тело» перспективное направление развития ТМА, обеспечивающее устойчивую эксплуатацию в экстремальных условиях, где существует опасность загрязнения и отложений на рабочих поверхностях ТМА, интенсификацию процессов тепло-массообмена, рост нагрузок и высокую поперечную равномерность [1-2]. Они наиболее приемлемы для реализации процессов в ИО с размещением теплообменника непосредственно в объеме насадки ТМА. На рис. 1 (Д и Е) приведено основное решение разработанных авторами ТМА (Chg) применительно к реализации процессов тепло-массообмена на основе ПН. Обозначения к рис. 1 (А-Г): 1 – ИО; 2 – НИОг; 3 – вентилятор; 4 – теплообменник; 5 – насос; к рис. 1 (Д-Е): 1 – рабочая камера; 2 – поворотная решетка; 3 – подвижная насадка ПН (для воздухоохладителя-чилера это, по рис. Е, – теплообменник основного и вспомогательного потоков воздуха, расположенный в слое ПН и образующий каналы для подвижной насадки ПН); 5 – распределитель жидкости; 6 – опорно-распределительная решетка (ОРР); 7 – емкость для жидкости; 8 – рециркуляционный водяной контур; 9 – сепаратор капельной влаги; 10, 11 и 12 – полный (входящий в Chg), основной и вспомогательный воздушные потоки; 13 – поворотный диффузор; 14 и 15 – каналы т/ка для полного и вспомогательного воздушных потоков, соответственно (14 – многоканальная вертикальная плита теплообменного элемента).

2. Экспериментальное исследование процессов испарительного охлаждения сред в низкотемпературных испарительных охладителях. Экспериментальное оборудование. Принципиальная схема стенда приведена на рис. 2. Стенд обеспечивает возможность изучения рабочих процессов: в испарительном воздухоохладителе НИОг и чиллере Chg. Воздух забирается из атмосферы вентилятором (2), проходит термовлажностную обработку (подогрев в калорифере 1 и доувлажнение через байпасную линию 8 от насыщенного воздушного потока «В», покидающего ИО) и подается в рабочую камеру 4, где установлен модуль ИО на основе ПН. Наличие электродвигателя с изменяемым числом оборотов позволяет плавно регулировать расход воздуха через аппарат. Температура воздуха регулируется с помощью канального электрокалорифера (1) и может составлять до 70°C. Колонна, в которой расположен модуль ИО, выполнена из толстостенного прозрачного материала, что обеспечивает визуализацию протекающих процессов и практически устраняет тепловые потери

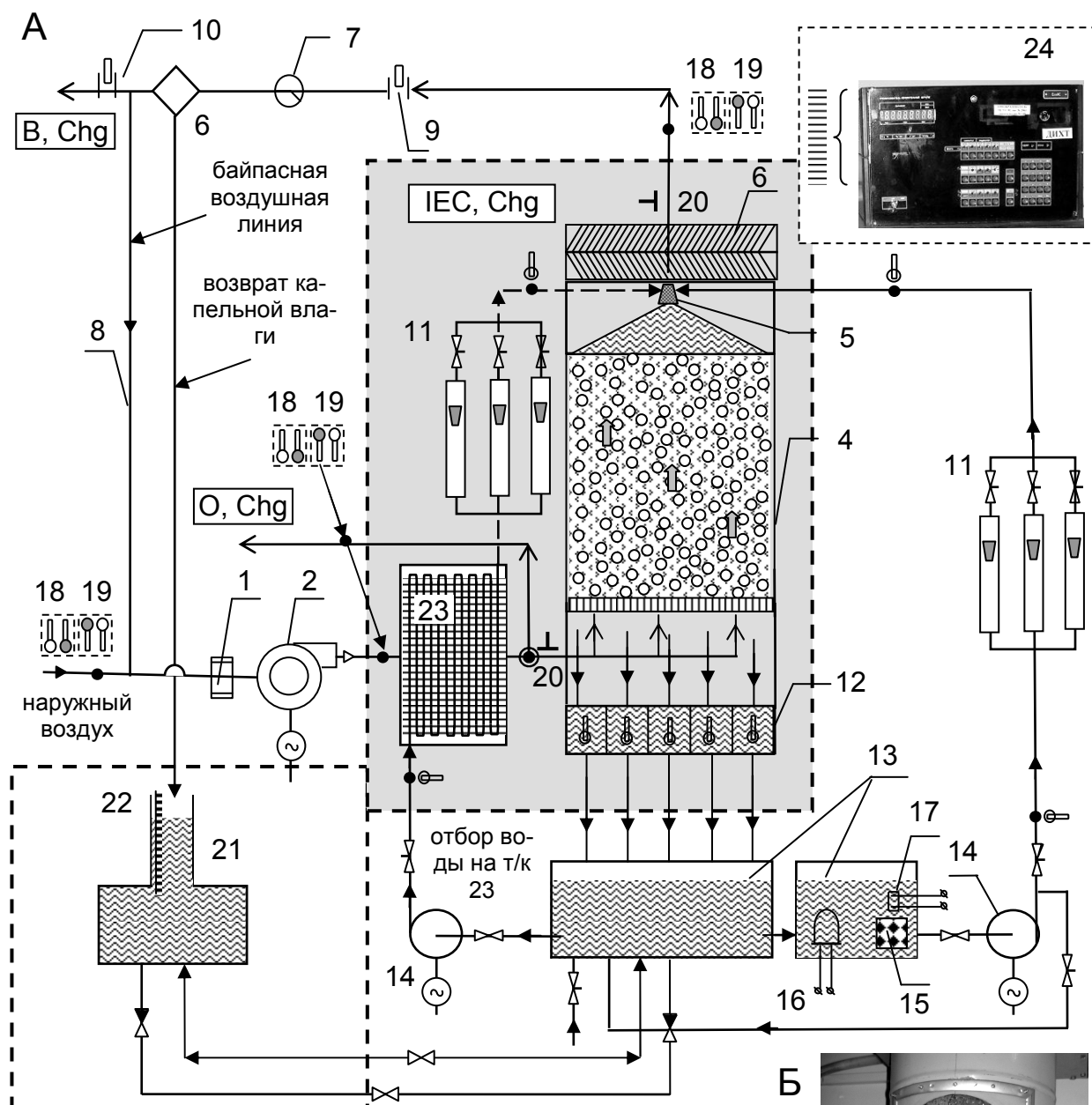
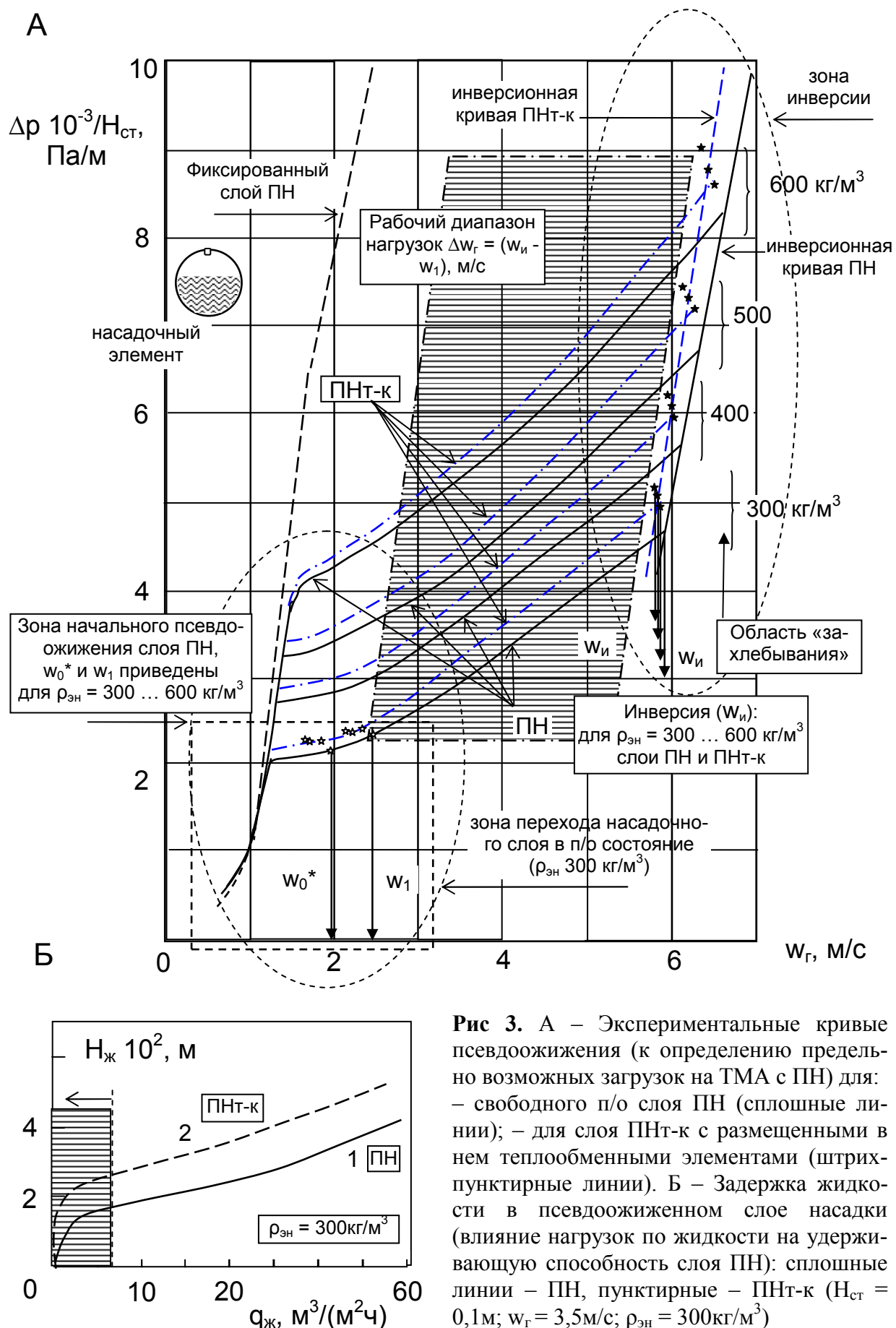


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментального стенда для исследования испарительных воздухоохладителей (раздельная схема Chg). Обозначения: 1 – электронагреватель; 2 – вентилятор; 4 – рабочая камера (ТМА с ПН); 5 – распределитель жидкости; 6 – каплеуловитель; 7 – расходомер; 8 – рециркуляционная линия; 9, 10 – регуляторы расхода воздушного потока; 11 – водяные ротаметры; 12 – секционный измеритель расхода жидкости; 13 – водяной бак; 14 – насос; 15 – фильтр; 16 – водонагреватель; 17 – регулятор температуры жидкости; 18, 19 – ртутный термометр и термометр сопротивления; 20 – отбор давления; 21 – емкость для измерения задержки жидкости; 22 – измерительная линейка; 23 – водо-воздушный теплообменник; 24 – измерительный комплекс

через стенки колонны. На воздушной линии установлен расходомер (7) и регуляторы расхода (9) на байпасной линии (10). Циркуляцию воды через насадочную часть модуля обеспечивает насос (14) с регулируемой производительностью. Расход воды определяется при помощи блока ротаметров типа РС (11). Водосборник 12 состоит из 25 карманов. Это обеспечивает дифференцированный замер расхода жидкости по всему поперечному сечению насадочного модуля, что особенно важно при размещении теплообменника в объеме ПН. Расход воздуха измеряется трубкой Пито (20) и микроманометром. В схеме предусмотрены измерения температуры и относительной влажности воздушных потоков перед и после рабочей камеры (18, 19), а также температуры рециркулирующей через насадку воды. Для измерения параметров воздуха используются термопары и лабораторные термометры с ценой деления 0.1°C . В качестве насадочных элементов ПН в опытах использовали полые целлулоидные шары (величина $\rho_{\text{эн}}$ варьировалась последовательным частичным заполнением водой полых шаров в контрольных партиях). На основании ранее полученных результатов величина $\rho_{\text{эн}}$ была принята в оптимальном диапазоне значений ($\rho_{\text{эн}} = 300 - 600 \text{ кг/м}^3$), обеспечивающем выход на режим развитого п/о насадочного слоя. Диаметр элемента $d_{\text{эн}} = 37.1 \text{ мм}$; высота статического слоя насадки, $H_{\text{ст}}$, мм $\sim 50, 100, 160$ (основная часть опытов проведена при $H_{\text{ст}} \sim 100 \text{ мм}$). Параллельно авторами был проведен контрольный эксперимент с цельными шарами из вспененного полипропилена, которыми компоновались промышленные ТМА, выпускавшиеся руководимой А.В. Дорошенко фирмой «Новые Технологии» (1980-2004гг, типоразмерные ряды градилен ГПН и воздухоохладителей ВПН для холодильной и криогенной техники и СКВ [1-2]).

Программа исследования предусматривала изучение гидроаэродинамики и тепломассообмена в режимах испарительного охлаждения воздуха в Chg как в раздельном, так и в совмещенном вариантах. Особое внимание было уделено теоретическому и экспериментальному изучению характеристик низкотемпературных испарительных охладителей, а также характерной для них проблемы «реконденсации», когда воздушный поток полностью насыщается еще до выхода из насадочной части ТМА. Для изучения чиллеров Chg в схему стенда был включен водо-воздушный теплообменник 23, в который поступает из ИО часть охлажденной воды для предварительного охлаждения воздушного потока. Погрешность измерения основных величин, обусловленная точностью измерений, вычислялась при обработке данных для каждого опыта и составляет: точность сведения теплового баланса – до 12%; экспериментальный материал характеризуется надежной воспроизводимостью.

3. Анализ результатов. Экспериментальные результаты приведены на рис. 3. Важным представляется вопрос о характере перехода насадочного слоя из стационарного в подвижное состояние. Критические скорости переходных процессов в системе ПН («газ-жидкость-твердое тело»): w_0^* – начало псевдооживления «орошаемого» слоя насадки; w_1 – начало развитого псевдооживления и $w_{\text{и}}$ – начало инверсии, определялись визуально, анализом кривой псевдооживления $\Delta p = f(w_{\text{г}}$ и $q_{\text{ж}}$). Процесс перехода в подвижность насадки с размещен-



ным в ней теплообменником (ПНт-к) оказался достаточно близок к поведению свободного слоя насадки ПН [2]. При $w_2 = w_0^*$ образуются неустойчивые псевдостационарные состояния элементов насадки ЭН, характеризующиеся периодическим движением отдельных ЭН (перестройка слоя с изменением его порозности). Изменяется структура слоя и колеблется задержка жидкости в нем, т.е. значение w_0^* характеризуется некоторым диапазоном существования. Ширина этого диапазона зависит от степени первоначальной уплотненности слоя. Был зафиксирован гистерезис кривых псевдоожижения при прямом и обратном ходе (наращивание и уменьшение нагрузки по газу), характерный как для «сухого», так и «орошаемого» слоя ПН [2].

Предпочтительным для реализации процессов тепломасообмена ТМО в слое ПН представляется диапазон значений эффективной плотности насадочных элементов $\rho_{\text{ЭН}} = 200 - 600 \text{ кг/м}^3$, отличающийся устойчивостью и гомогенностью слоя ПН, широким рабочим участком по $w_{\text{г}}$, приемлемыми значениями уноса жидкости и сравнительно небольшой динамической высотой слоя. В этом диапазоне $\rho_{\text{ЭН}}$ началу псевдоожижения предшествует частичное захлебывание стационарного слоя, а характер перехода системы в подвижность определяет все последующее поведение системы. Скорость начала «верхнего» захлебывания аппарата (инверсии) $w_{\text{и}}$ (слоя ПН, прижатого воздушным потоком к верхней ограничительной решетке, например к каплеуловителю) достаточно велика ($\approx 6 - 7 \text{ м/с}$); унос жидкости $\Delta G_{\text{жс}}$ из рабочей зоны невелик практически до значений $w_{\text{и}}$. Предпочтительным для организации работы ТМА является режим развитого псевдоожижения, в диапазоне скоростей движения воздушного потока w_2 от 2.5 (3.0) до 5.0-6.5 м/с. (в зависимости от $\rho_{\text{ЭН}}$). Здесь весь слой насадки подвижен и система «г-ж-т.т» однородна (гомогенна); поддерживается состояние начального захлебывания, которое, однако, с ростом $w_{\text{г}}$ не трансформируется в развитое захлебывание, благодаря компенсирующему механизму расширения слоя. Такая своеобразная ситуация поддерживающегося в широком диапазоне $w_{\text{г}}$ режима начального захлебывания обеспечивает возможность устойчивой эксплуатации аппаратов с ПН в режиме высоких нагрузок.

Величина задержки жидкости $N_{\text{ж}}$ для слоя ПН имеет определяющее значение (рис. 3Б). Снижение расхода жидкости (величины плотности орошения $q_{\text{ж}}$) ниже некоторого значения ($q_{\text{жс}} < 8 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$) приводит к резкому падению величины задержки жидкости в слое, что для ПН равносильно падению величины поверхности тепломасообмена между контактирующими потоками газа и жидкости. Выполнено изучение характера режима «захлебывания» ПН на высоких нагрузках по газовому потоку и выстроена инверсионная кривая, что обеспечивает возможность конкретизации рабочего диапазона нагрузок (результат получен для достаточно высоких значений плотностей орошения $q_{\text{жс}} = 15 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$). Рост величины $\rho_{\text{ЭН}} = 300 \dots 600 \text{ кг/м}^3$ приводит к увеличению инверсионной скорости и к дальнейшему развитию «верхнего» захлебывания насадки аппарата.

4. Анализ принципиальных возможностей разработанных СКВ на основе воздухоохладителя-чиллера Chg. Сравнительный анализ обеспечения

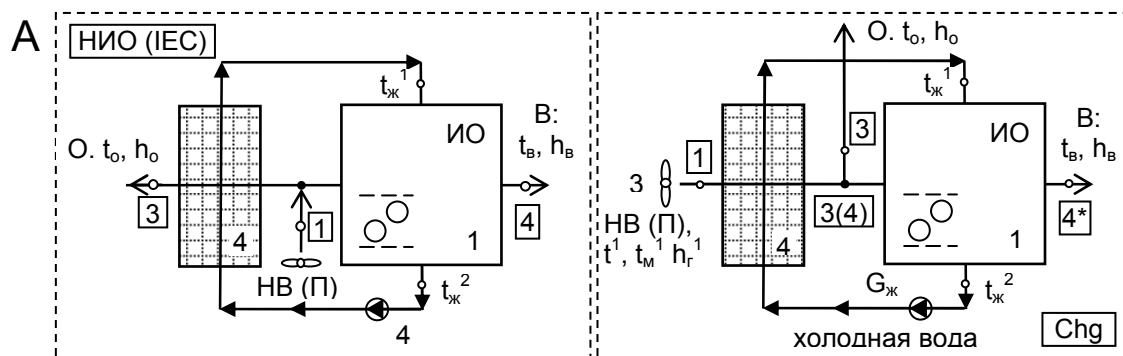
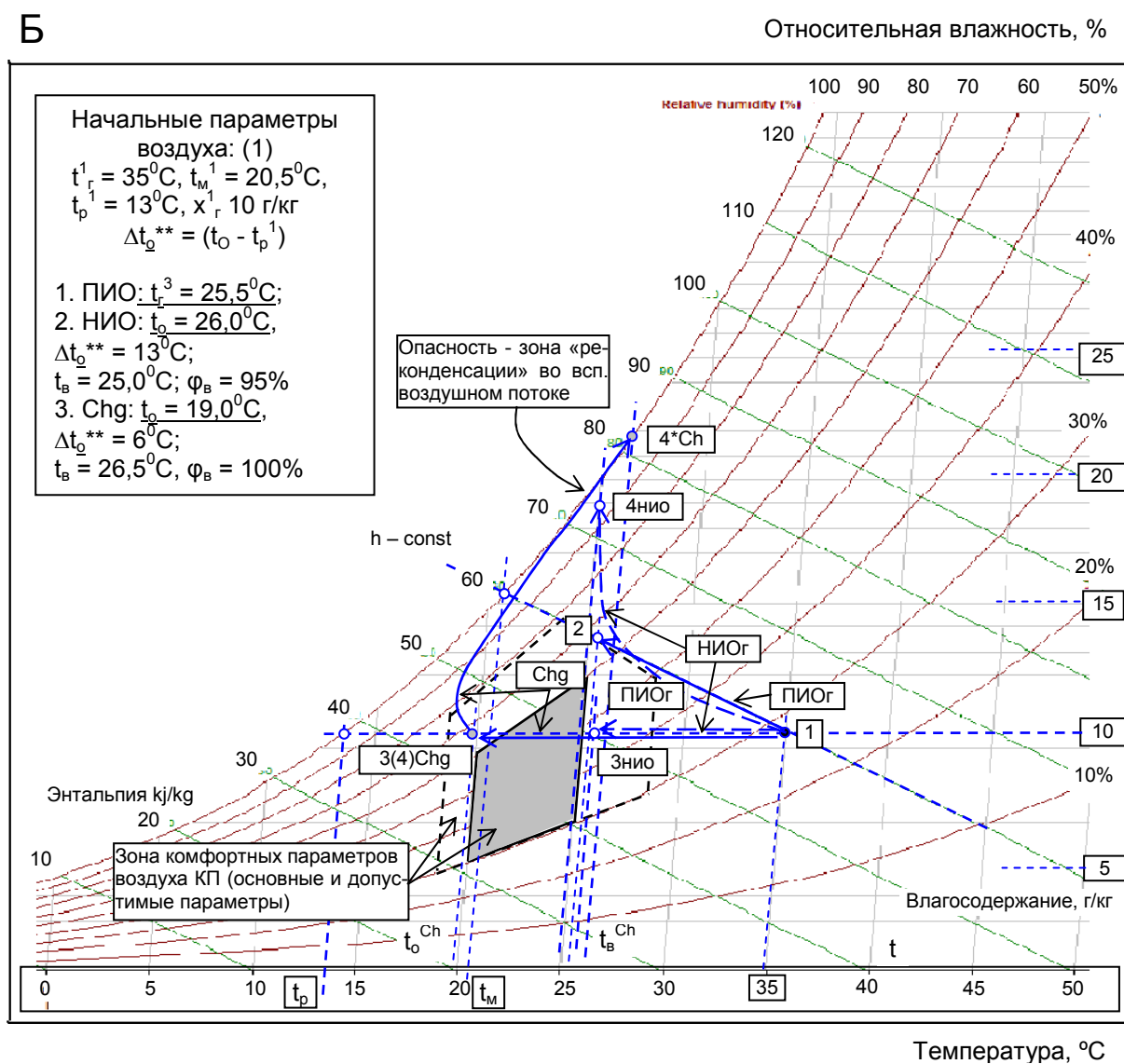


Рис. 4. Анализ работы испарительного воздухоохладителя непрямого типа НИОг (пунктирные линии) и низкотемпературного воздухоохладителя – чиллера Chg в составе системы кондиционирования воздуха СКВ.

Анализ выполнен для условия: $l^* = G_0/G_B = 1.0$ для обеих схем

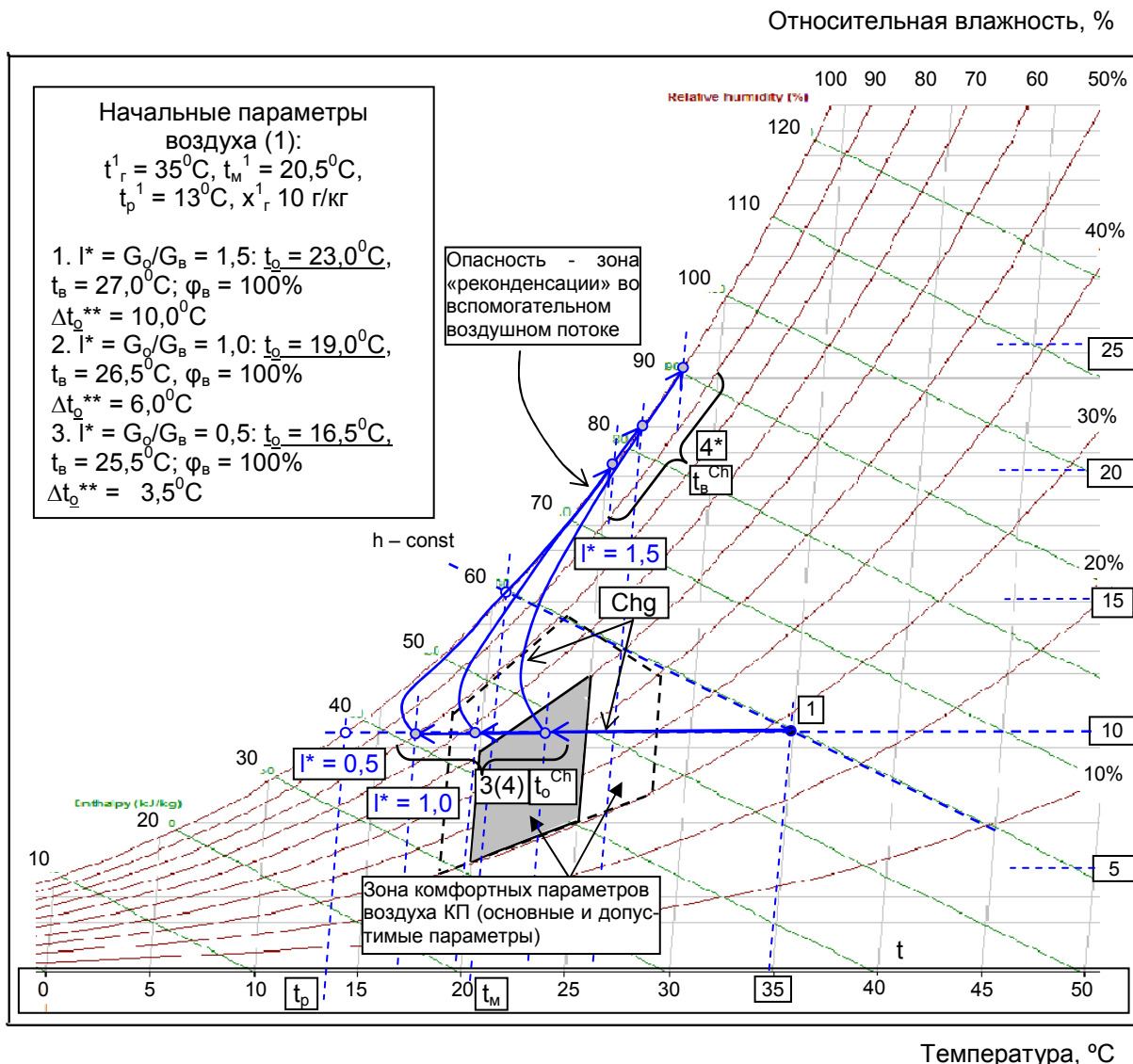
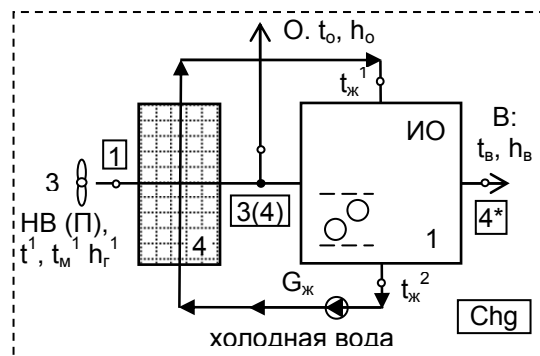


Рис.5. Анализ работы испарительного воздухоохладителя - чиллера Chg для различных соотношений основного и вспомогательного воздушных потоков $l^* = G_o/G_b$:
 1 – $G_o/G_b = 1,5$; 2 – $1,0$; 3 – $0,5$



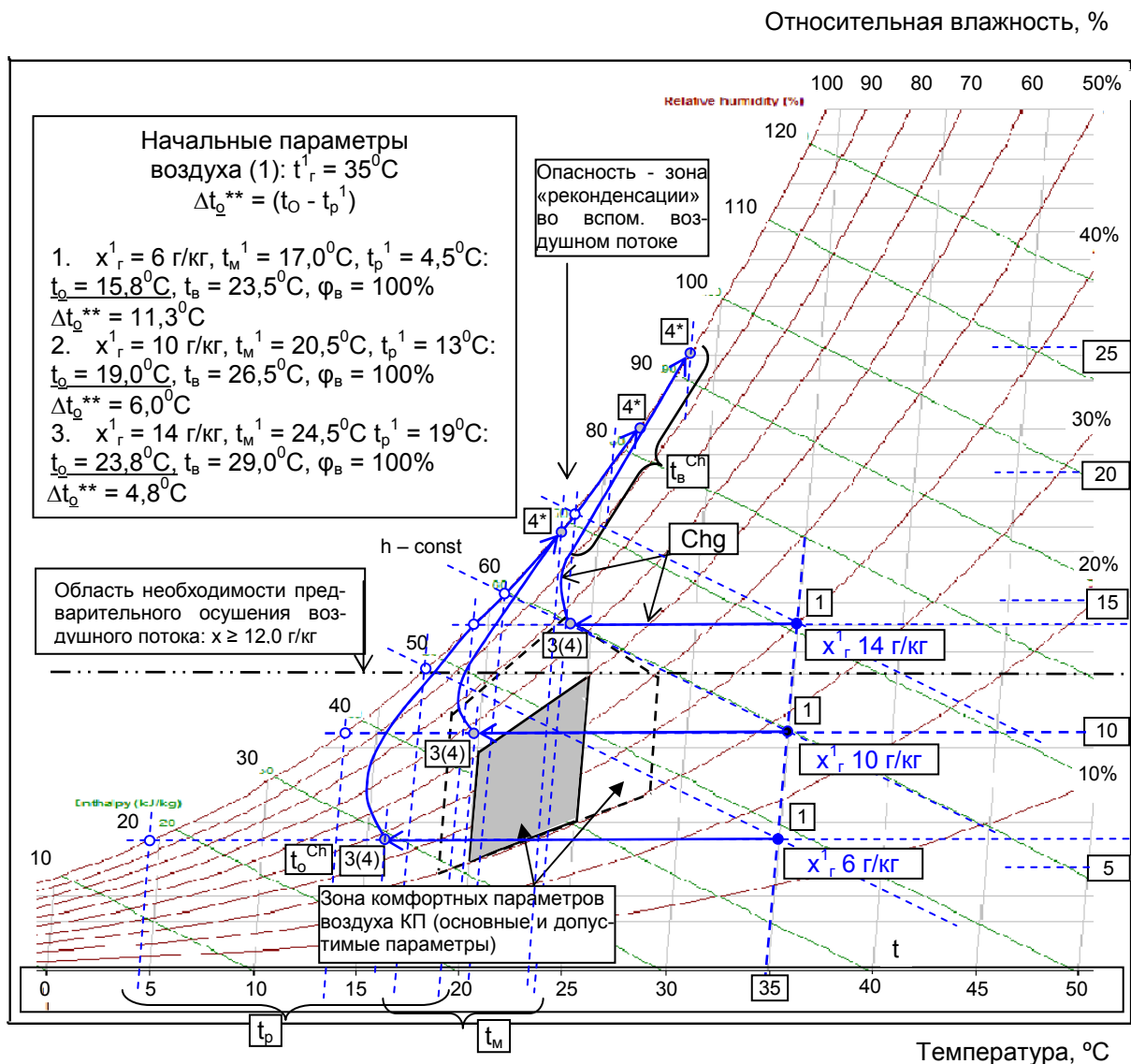
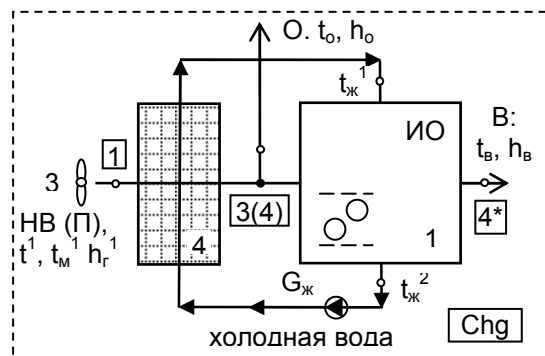


Рис. 6. Анализ работы испарительного воздухоохладителя Chg при различных влагосодержаниях наружного воздуха: $x^1_{г} = 6$ г/кг (1); $x^1_{г} = 10$ г/кг (2); $x^1_{г} = 14$ г/кг (3)



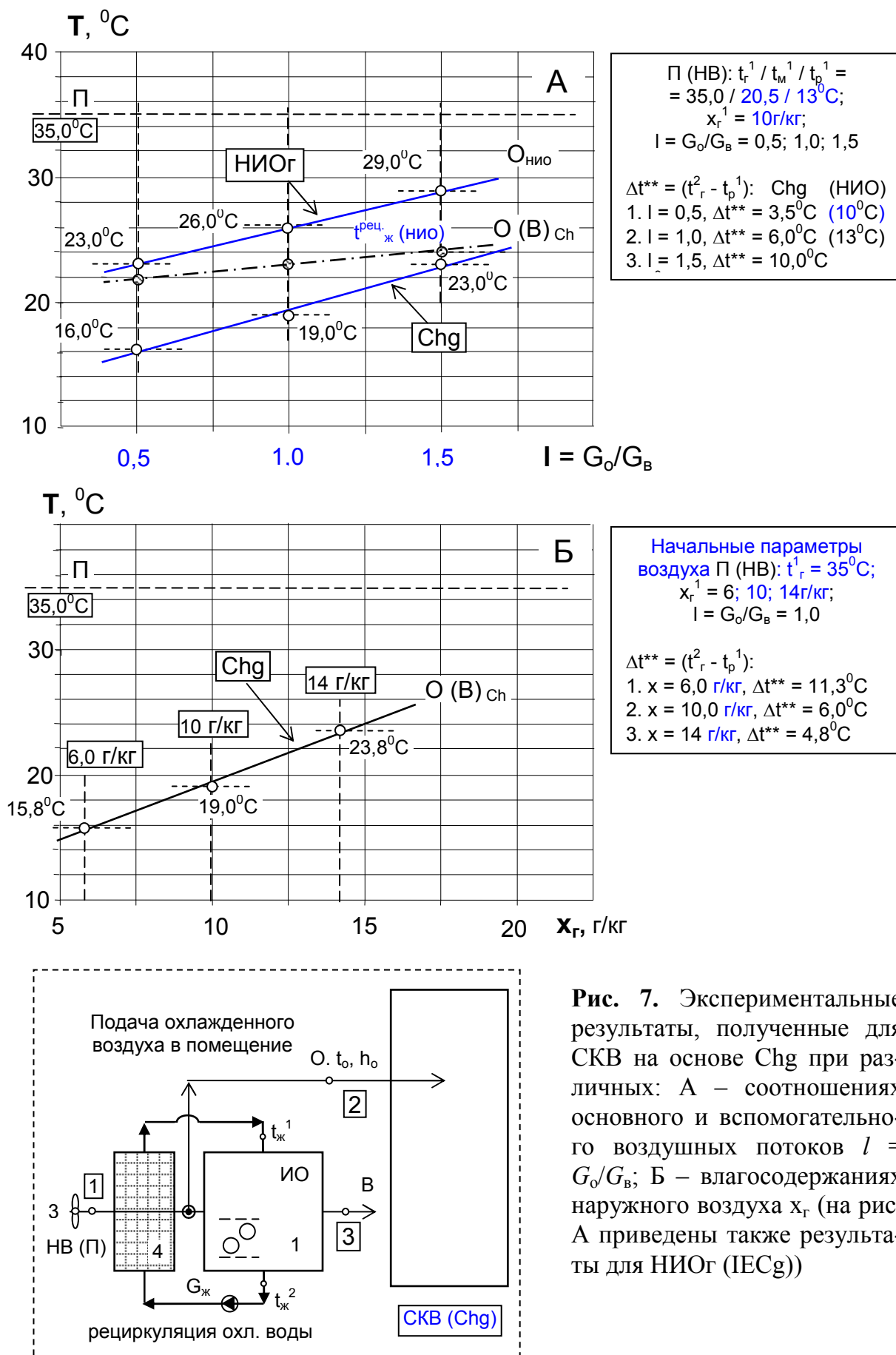


Рис. 7. Экспериментальные результаты, полученные для СКВ на основе Chg при различных: А – соотношениях основного и вспомогательного воздушных потоков $I = G_o/G_b$; Б – влагосодержаниях наружного воздуха x_r (на рис. А приведены также результаты для НИОг (IECg))

требуемых комфортных параметров воздуха, подаваемого в помещение СКВ на основе ИО выполнен с учётом действующего государственного стандарта Украины ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціювання» [27] (в поле Н-Х диаграммы на рис. 4-7 зона комфортных параметров воздуха КП выделена серым цветом, а зона допустимых КП пунктирным многоугольником). Анализ выполнен на основе полученных экспериментальных данных применительно к СКВ, построенной на испарительном воздухоохладителе прямого типа (ПИОг), непрямого типа НИОг и низкотемпературном воздухоохладителе – чиллере Chg (для условия: $l^* = G_o/G_b = 1.0$ для обеих схем (НИОг и Chg) и начальных параметров воздуха: $t_{г}^1 = 35^\circ\text{C}$, $t_{м}^1 = 20.5^\circ\text{C}$, $t_{р}^1 = 13^\circ\text{C}$, $x_{г}^1 = 10$ г/кг; величина $\Delta t_o^{**} = (t_o - t_p^1)$ это степень приближения к температуре точки росы поступающего в ИО воздуха). Получено (рис. 4):

1. ПИОг: $t_{г}^3 = 25.5^\circ\text{C}$, $\varphi = 68\%$, $\Delta t_o^{**} = 12.5^\circ\text{C}$;
2. НИОг: $t_o = 26.0^\circ\text{C}$, $\varphi_o = 48\%$, $\Delta t_o^{**} = 13^\circ\text{C}$; $t_b = 25.0^\circ\text{C}$, $\varphi_b = 95\%$;
3. Chg: $t_o = 19.0^\circ\text{C}$, $\varphi_o = 68\%$, $\Delta t_o^{**} = 6^\circ\text{C}$; $t_b = 26.5^\circ\text{C}$, $\varphi_b = 100\%$

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

Анализ работы испарительного воздухоохладителя Chg для различных соотношений основного и вспомогательного воздушных потоков $l^* = G_o/G_b$: $1^* - G_o/G_b = 1.5$; $2 - 1.0$; $3 - 0.5$; начальные параметры воздуха: $t_{г}^1 = 35^\circ\text{C}$, $t_{м}^1 = 20.5^\circ\text{C}$, $t_{р}^1 = 13^\circ\text{C}$, $x_{г}^1 = 10$ г/кг. Получено (рис. 5):

1. $l^* = G_o/G_b = 1.5$: $t_o = 23.0^\circ\text{C}$, $\varphi_o = 52\%$, $\Delta t_o^{**} = 10.0^\circ$; $t_b = 27.0^\circ\text{C}$; $\varphi_b = 100\%$;
2. $l^* = 1.0$: $t_o = 19.0^\circ$, $\varphi_o = 69\%$, $\Delta t_o^{**} = 6.0^\circ\text{C}$; $t_b = 26.5^\circ\text{C}$, $\varphi_b = 100\%$;
3. $l^* = 0.5$: $t_o = 16.5^\circ\text{C}$, $\varphi_o = 80\%$, $\Delta t_o^{**} = 3.5^\circ\text{C}$; $t_b = 25.5^\circ$; $\varphi_b = 100\%$;

Уменьшение доли основного «продуктового» потока «О» приводит к снижению его температуры, и для значений $l^* = 1.0$ и 0.5 она ниже традиционного предела для ИО ($t_{м}^1 = 20.5^\circ\text{C}$), но при этом возрастает опасность реконденсации в потоке «В» и, конечно, удельные энергозатраты.

Анализ работы испарительного воздухоохладителя Chg при различных влагосодержаниях наружного воздуха: $x_{г}^1 = 6$ г/кг; $x_{г}^1 = 10$ г/кг; $x_{г}^1 = 14$ г/кг ($t_{г}^1 = 35^\circ\text{C}$). Получено (рис. 6):

1. $x_{г}^1 = 6$ г/кг, $t_{м}^1 = 17.0^\circ\text{C}$, $t_{р}^1 = 4.5^\circ\text{C}$: $t_o = 15.8^\circ\text{C}$, $\varphi_o = 50\%$, $\Delta t^{**} = 11.3^\circ\text{C}$; $t_b = 23.5^\circ\text{C}$, $\varphi_b = 100\%$;
2. $x_{г}^1 = 10$ г/кг, $t_{м}^1 = 20.5^\circ\text{C}$, $t_{р}^1 = 13^\circ\text{C}$: $t_o = 19.0^\circ\text{C}$, $\varphi_o = 69\%$, $\Delta t^{**} = 6.0^\circ\text{C}$; $t_b = 26.5^\circ\text{C}$, $\varphi_b = 100\%$;
3. $x_{г}^1 = 14$ г/кг, $t_{м}^1 = 24.5^\circ\text{C}$, $t_{р}^1 = 19^\circ\text{C}$: $t_o = 23.8^\circ\text{C}$, $\varphi_o = 77\%$, $\Delta t^{**} = 4.8^\circ\text{C}$; $t_b = 29.0^\circ\text{C}$, $\varphi_b = 100\%$

С ростом величины x_{Γ}^1 снижается степень охлаждения потока «О»; при $x_{\Gamma}^1 > 12.0$ г/кг ИО не может обеспечить требуемых КП воздуха. Видно, что для величин $x_{\Gamma}^1 = 6$ и 10 г/кг комфортные параметры воздуха СКВ на основе Chg обеспечивает с «запасом», что позволяет увеличить соотношение $l^* = G_o/G_b$, увеличив количество «продуктового» основного воздушного потока «О» и снизить величину удельных энергозатрат.

На рис. 7 приведены обобщенные экспериментальные результаты, полученные для испарительного воздухоохладителя Chg при различных: А – соотношениях основного и вспомогательного воздушных потоков $l = G_o/G_b$; Б – влагосодержаниях наружного воздуха x_{Γ} (на рис. А приведены также результаты для испарительного воздухоохладителя НИОг (IECg)).

Линия изменения состояния вспомогательного воздушного потока криволинейна и до выхода из насадки ТМА может выходить на кривую $\phi = 100\%$, с определённого момента следуя непосредственно по ней. Построение этих кривых выполнено по методике, разработанной на основе метода «энтальпийного потенциала» в работе [1-2].

Задача обеспечения КП при высоких влагосодержаниях наружного воздуха ($x_{\Gamma}^1 > 12.0$ г/кг) может быть решена на основе Chg и предварительном осушении воздуха в абсорбционной системе с использованием солнечной энергии для регенерации абсорбента [1-2], то есть для поддержания непрерывности цикла, не прибегая к традиционным СКВ на основе парокомпрессионного холодильного цикла, значительно улучшая эколого-энергетические показатели системы в целом [1-4]

Выводы:

1. Низкотемпературные испарительные воздухоохладители – чиллеры обеспечивают охлаждение воздуха при его неизменном влагосодержании со сниженным пределом охлаждения до температуры точки росы наружного воздуха, существенно расширяя область практического использования методов испарительного охлаждения;
2. Предпочтительным для реализации процессов тепломассообмена ТМО в слое подвижной насадки ПН представляется диапазон значений эффективной плотности насадочных элементов $\rho_{\text{эн}} = 200 - 600$ кг/м³, отличающийся устойчивостью и гомогенностью насадочного слоя, широким рабочим участком по скорости газового потока w_{Γ} , приемлемыми значениями уноса жидкости и сравнительно небольшой динамической высотой слоя; в этом диапазоне $\rho_{\text{эн}}$ началу псевдооживления предшествует частичное захлебывание стационарного слоя, а характер перехода системы в подвижность определяет все последующее поведение системы. Скорость начала инверсии $w_{\text{и}}$ достаточна велика ($\approx 6 - 7$ м/с) а унос жидкости $\Delta G_{\text{ж}}$ из рабочей зоны невелик практически до значений $w_{\text{и}}$.
3. Предпочтительным для организации работы ТМА является режим развитого псевдооживления, в диапазоне скоростей движения воздушного потока w_{Γ} от 2.5 (3.0) до 5.0-6.5 м/с. (в зависимости от $\rho_{\text{эн}}$); здесь весь слой насадки подвижен и система «газ-жидкость-твёрдое тело» однородна (гомогенна);

4. Величина задержки жидкости $H_{\text{ж}}$ для слоя ПН имеет определяющее значение; снижение расхода жидкости ниже $q_{\text{ж}} < 8 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$ приводит к резкому падению величины задержки жидкости в слое, что для ПН равносильно падению величины поверхности теплообмена между контактирующими потоками газа и жидкости.
5. Выполнено изучение характера режима «захлебывания» ПН на высоких нагрузках по газовому потоку и выстроена инверсионная кривая, что обеспечивает возможность конкретизации рабочего диапазона нагрузок; рост величины $\rho_{\text{эп}} = 300 \dots 600 \text{ кг/м}^3$ приводит к увеличению инверсионной скорости и к дальнейшему развитию «верхнего» захлебывания насадки аппарата;
5. Разработанные СКВ на основе низкотемпературного испарительного воздухоохладителя-чиллера Chg обеспечивают получение требуемых комфортных параметров воздуха в помещении без привлечения традиционной парокомпрессионной техники, значительно улучшая эколого-энергетические показатели системы в целом

Литература:

1. Doroshenko A.V., Glauberman M.A. Alternative energy [Alternative energy]. *Refrigerating and Heating Systems*. – Odessa I.I. Mechnicow National University Press, 2012.
2. Дорошенко А.В, Горин А.Н. Тепломасообменные аппараты для традиционных и альтернативных энергетических систем. – Донецк, Світ книги, 2013 – 327с.
3. Guangming CHEN, Aleksander DOROSHENKO, Kostyantyn SHESTOPALOV. Evaporative coolers of gases and liquids with a lowered level of cooling. // 25th IIR International Congress of Refrigeration, Montreal, Canada, 2019.
4. Doroshenko A.V., Antonova A.R., Khalak V.F., Goncharenko A.S. Low-Temperature Evaporative Air Coolers. Development and Analysis of Opportunities // *Problemele energeticii regionale*. – 2018. – Vol. 3 (38).
5. Foster R.E., Dijkstra E. Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide. // *Proc. Int. Conf. “Applications for Natural Refrigerants”*, Aarhus, Denmark, IIF/IIR, 1996. – P. 101-109.
6. Stoitchkov N. J., Dimirov G.J. Effectiveness of Crossflow Plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling // *International Journal of Refrigeration*. – 1998. – Vol. 21, №. 6. – P. 463-471.
7. Chen Y., Yang H., Luo Y. Indirect evaporative cooler considering condensation from primary air: Model development and parameter analysis. // *Building and Environment*. – 2016. – Vol. 95. – P. 330-345.
8. Chen Y., Yang H., Luo Y. Parameter sensitivity analysis and configuration optimization of indirect evaporative cooler (IEC) considering condensation. *Applied Energy* 2016.
9. Ren Chengqin, Yang Hongxing An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel/counter flow configurations // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2006. – Vol. 49. – P. 617–627.
10. Zhou B., Huang X., Di Y. Effects of water sprays in indirect evaporative coolers on heat and mass transfer // *Build. Energy Environ*. – 2003.
11. Hasan A. Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature // *Applied Thermal Engineering*. – 2010. – Vol. 30. – P. 2460–2468.

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

Doroshenko A.V., Demyanenko Ya.I., Kovalenko S.A., Glauberman M.A.

Solar absorption air conditioning systems based on low temperature evaporative air coolers

SUMMARY

The purpose of the study is to develop circuit solutions for alternative air conditioning systems based on the use of low-temperature air coolers. The authors developed circuit diagrams of such air coolers with a reduced limit of evaporative cooling of media from the temperature of the wet thermometer supplied to the cooling of the air flow to the dew point temperature. Air coolers are designed in separate and combined layout options. In this case, heat - mass transfer apparatus with a movable fluidized bed "gas - liquid - solid" were used as a promising direction for the development of heat and mass transfer equipment (HMT). This ensures stable operation in extreme conditions, when there is a risk of contamination and deposits on the working surfaces of HMT, as well as the intensification of heat and mass exchange processes and high uniformity of distribution of contacting gas and liquid flows in the HMT volume, especially for implementing processes in evaporative air coolers with direct placement of the heat exchanger in the apparatus. An experimental study made it possible to establish the optimal range of effective density of the packed elements for the implementation of heat and mass transfer processes in a movable nozzle, characterized by stability and homogeneity, a wide working area in terms of gas flow rate with a relatively small dynamic layer height. Based on the obtained experimental data, a comparative analysis of air conditioning systems based on a low-temperature evaporative air cooler - chiller is carried out. The developed solutions allow expanding the field of practical use of evaporative cooling methods, for example, providing air comfort parameters in the air conditioning system without involving traditional refrigeration equipment, as well as improving the basic environmental and energy characteristics of the developed systems.

Keywords: low-temperature air coolers, evaporative cooling, cooling limits

Дорошенко А.В., Дем'яненко Ю.І., Коваленко С.О., Глауберман М.А.

Низькотемпературні випарні охолоджувачі повітря на основі тепломасообмінних апаратів з рухомим трифазними насадним шаром

АНОТАЦІЯ

Мета дослідження полягає в розробці схемних рішень для альтернативних систем кондиціонування повітря, заснованих на використанні абсорбційного циклу і сонячної енергії для регенерації розчину абсорбенту, тобто для підтримання безперервності циклу. Виконано на підставі експериментальних даних порівняльний аналіз систем кондиціонування повітря на основі низькотемпературного випарного повітроохолоджувача і сонячної системи кондиціонування повітря на основі абсорбційної системи попередньо осушення повітря і подальшого його випарного охолодження. Розроблені рішення дозволяють розширити область практичного використання методів випарного охолодження, наприклад, забезпечити параметри комфортності повітря в системі кондиціонування без залучення традиційної парокомпресійної техніки, а також полішити основні еко-енергетичні характеристики абсорбції систем.

Ключові слова: низькотемпературні випарні охолоджувачі повітря, сонячні абсорбційні системи, осушення повітря, випарної охолодження, межі охолодження.