

**ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN**

**АЛМАТЫ ТЕХНОЛОГИЯЛЫҚ УНИВЕРСИТЕТІ
АЛМАТИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ALMATY TECHNOLOGICAL UNIVERSITY**

**ХАЛЫҚАРАЛЫҚ ТОҢАЗЫТУ АКАДЕМИЯСЫ
МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА
INTERNATIONAL ACADEMY OF REFRIGERATION**



**VII ХАЛЫҚАРАЛЫҚ ҒЫЛЫМИ-ТЕХНИКАЛЫҚ КОНФЕРЕНЦИЯ
«ҚАЗАҚСТАН-ТОҢАЗЫТУ 2017»**

**VII МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
«КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2017»**

**VII INTERNATIONAL SCIENTIFIC AND TECHNICAL CONFERENCE
«KAZAKHSTAN-REFRIGERATION 2017»**

**Конференция баяндамаларының жинағы
15-16 наурыз, 2017 ж.**

**Сборник докладов конференции
15-16 марта 2017 г.**

**Proceedings of the Conference
March 15-16, 2017**

Алматы, 2017

УДК 621.56/59(063)
ББК 31.392
К14

Сборник докладов подготовлен под редакцией
доктора технических наук, академика **Кулажанова Т.К.**

Редакционная коллегия:

Цой А.П., Бараненко А.В., Кантарбаев Р.А.,
Шлейкин А.Г., Андреева В.И. (ответ.секретарь)

К14 Казахстан-Холод 2017: Сб. докл. межд.науч.-техн. конф. (15-16 марта 2017 г.) – Алматы: АТУ, 2017. – 285 с.

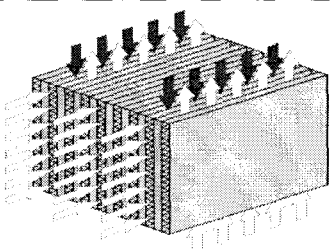
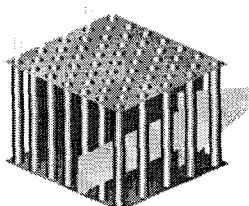
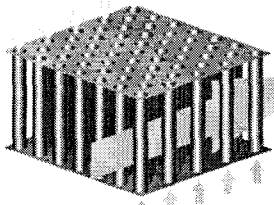
ISBN 978-601-263-389-4

В докладах представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований, проведенных в Казахстане, Германии, России, Японии и Украине по следующим направлениям: холодильная техника и компрессоростроение, теплохладоснабжение, системы кондиционирования воздуха и жизнеобеспечения, экология в холодильной промышленности, холодильная и пищевая технология. Сборник рассчитан на специалистов и ученых, работающих в областях холодильной, пищевой, химической, нефтеперерабатывающей промышленности, а также на специалистов по системам кондиционирования воздуха и жизнеобеспечения жилых, коммерческих зданий и спортивных комплексов.

УДК 621.56/59(063)
ББК 31.392

ISBN 978-601-263-389-4

© АТУ, 2017

Эскизы насадок и схемы потоков	Краткое описание и прочие характеристики
	Для режимов непрямого испарительного охлаждения воздуха. Материал: поликарбонат. Поверхности: гладкая, обклейка синтетическим пористым материалом, покрытие натуральной тканью, механическая шероховатость. Габаритные размеры, Н×W×L, мм: 0,37×0,37×0,34. Площадь поверхности теплообмена, м²: 5,2. Живое сечение основного потока, м²: 0,0062 Живое сечение вспомогательного потока, м²: 0,0067
	Для режима прямого испарительного охлаждения воды или воздуха. Материал: керамическая трубка. Шахматный пучок по ходу воздушного потока. Габаритные размеры, Н×W×L, мм: 0,2×0,162×0,216. Площадь поверхности теплообмена, м²: 1,758. Живое сечение по воздуху, м²: 0,0038. Живое сечение по воде, м²: 0,0156.
	Для режима непрямого испарительного охлаждения воздуха. Материал: керамическая трубка. Габаритные размеры, Н×W×L, мм: 0,2×0,162×0,216. Площадь поверхности теплообмена, м²: 1,758. Гигроустойчивые со стороны основного потока поверхности, живое сечение, м²: 0,0038. Микропористая поверхность со стороны вспомогательного потока, живое сечение, м²: 0,0156.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альтернативная энергетика. Солнечные системы тепло-хладоснабжения: монография /А. В. Дорошенко, М. А. Глауберман. – Одесса: ОНУ, 2012. – 446 с
2. 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.
3. Chen, G.M., Zheng, J., Doroshenko, A., Shestopalov, K., 2014a. Design and modeling of a collector-regenerator for solar liquid desiccant cooling system, International Sorption Heat Pump Conference, Washington.
4. Chen, G.M., Doroshenko, A.V., Shestopalov, K.O., Khliyeva, O.Y., 2014b. Evaporative coolers of water and air for cooling systems. Analysis and perspectives, 11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Hangzhou.
5. Doroshenko, A., Shestopalov, K., Khliyeva, O., 2014. Development of new schematic solutions and heat and mass transfer equipment for alternative solar liquid desiccant cooling systems, International Sorption Heat Pump Conference, Washington.

УДК 536.248.2 : 532.529.5

РАЗРАБОТКА НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ВОДООХЛАДИТЕЛЕЙ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ТИПА И АНАЛИЗ ИХ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ

*Дорошенко А.В., д.т.н., Цапушел А.Н, аспирант
 Одесская государственная академия холода Украина
 E-mail: andrei.tsapushel@yandex.ua*

Применение испарительных охладителей сред (ИО) ограничено климатическими условиями региона, в первую очередь относительной влажностью наружного воздуха, определяющей естественный предел испарительного охлаждения. Применительно к автономным испарительным охладителям (ИО) газов и жидкостей задача состоит в их совершенствовании и расширении области практического применения методов ИО, путем снижения естественного предела испарительного охлаждения, совершенствовании тепломассообменной аппаратуры ИО пленочного типа, основанной

на использовании многоканальных насадочных структур из полимерных или пористых керамических материалов.

1. Идеология развития испарительных воздухо- и водоохладителей

Испарительное охлаждение газов и жидкостей, широко применяясь в традиционной и альтернативной энергетике, в холодильных и криогенных системах и системах кондиционирования воздуха, основано на природной неравновесности окружающей среды (психрометрической разности температур). Охладители прямого типа реализуют процессы испарительного охлаждения при непосредственном взаимодействии сред (воды и воздуха), это водоохладители-градирни (ГРД, СТ_W) и воздухоохладители (ПНО, DEC). Оба типа охладителей широко используются в современных энергетических системах (на ТЭЦ и ядерных станциях), в холодильной технике и криогенике, а также в системах кондиционирования воздуха. В охладителях непрямого типа взаимодействуют, как правило, три потока, например, в воздухоохладителе ННОг (IEC_g) это основной воздушный поток «О», охлаждаемый в «сухих» каналах насадки при неизменном влагосодержании, и вспомогательный воздушный поток «В», вступающий в непосредственный контакт с рециркулирующей через аппарат водой (ж), стекающей по стенкам «мокрых» каналов в виде жидкостной пленки. «Сухие» и «мокрые» каналы чередуются в структуре насадки теплообменного аппарата. В водоохладителе непрямого типа ННОж (IEC_w) (рис. 1А и 2Б) в каналах теплообменника охлаждается «продуктовая» вода, поступающая потребителю (контур ж1-ж2). Воздушный поток непосредственно контактирует с рециркулирующей через «мокрые» каналы аппарата жидкостью (ж) в виде пленки, стекающей по стенкам канала, в центре которого движется воздушный поток. Здесь «продуктовая» вода охлаждается без контакта с воздухом, что принципиально важно, поскольку воздух, поступающий из окружающей среды, запылен и может содержать газовые включения. Такие водоохладители иногда называют «двухконтурными градирнями». К основным принципам построения ННО обоих типов можно отнести как раздельную, так и совмещенную схемы. Это касается теплообменника, вынесенного из испарительного охладителя в одном случае, или размещенного непосредственно в объеме насадочного слоя, в другом.

В сегодняшней мировой практике используют насадочные испарительные охладители ИО (ЕС) сред при противоточных и поперечноточных схемах взаимодействия контактирующих потоков газа и жидкости. Это, в каждом случае, имеет свои достоинства и недостатки, но при совместной компоновке ряда аппаратов в единой системе, поперечноточная схема контакта предпочтительна, поскольку позволяет сократить число поворотов воздушных потоков, снижая неравномерность распределения воздушных потоков и энергозатраты на привод вентиляторов. Кроме того она позволяет повысить предельную нагрузку по газу и жидкости (проблема «захлебывания» в насадках высокой плотности при противоточном контактировании сред) [1-2]. В качестве насадки сегодня широко используют моноблочные многоканальные структуры из тонкостенных металлических или полимерных композиций, или пористых керамических структур [1-2, 4-5].

Испарительные водо-и воздухоохладители непрямого типа, построенные по совмещенной схеме. В испарительном воздухоохладителе непрямого типа предел охлаждения определяется комплексом [1]:

$$t^0 = f(t_m^1, l = G_O / G_B, l' = G_B / G_{ж}),$$

и одновременно характеризует возможности обоих воздушных потоков, основного «О» и вспомогательного «В». Вспомогательный поток «В» охлаждается до более низкой температуры. Особый интерес представляет решение ННО-Рг, где разделение воздушных потоков осуществляется на выходе из «сухой» зоны аппарата (внутреннего теплообменника). Поскольку вспомогательный воздушный поток здесь поступает в испарительную часть охладителя охлажденным при неизменном влагосодержании, его потенциал охлаждения существенно возрастает и предел охлаждения теоретически снижается до температуры точки росы наружного воздуха t_p^1 . Интерес к возможностям решения по схеме ННО-Рг (Ch-Rg) в мировой периодике очень велик [4-5].

На рис. 1 и 2 приведены разработанные авторами решения для водоохладителей непрямого типа ННОж и ННО-Рж (Ch-Rw). Охладитель ННОж аналогичен воздухоохладителю ННОг, с тем отличием, что «основным» продуктовым потоком здесь является охлаждаемая вода. Это двухконтурная градирня, в которой «продуктовая» вода охлаждается бесконтактно, что важно для особо чистых технологий. В «мокрых» каналах процесс полностью аналогичен ННО; предел охлаждения здесь определяется комплексом:

$$t^0 = f(t_m^1, l = G_r / G_{ж\text{ пр}}, l' = G_r / G_{ж\text{ рец}}),$$

где $G_{ж\text{ рец}}$ – расход рециркулирующей через аппарат воды. Эта вода может быть любого качества и со временем накопления примесей обновляться. Особый интерес представляет решение

водоохладителя непрямого типа по схемам на рис. 1Б и 2В, где разделение воздушных потоков осуществляется на выходе из «сухой» зоны аппарата. Это водяной чиллер Ch-Rw, в котором предел охлаждения также теоретически снижается до температуры точки росы наружного воздуха t_p^1 .

Испарительные водо-и воздухоохладители непрямого типа, построенные по раздельной схеме. Конструктивное оформление чиллеров Ch-Rw по совмещенной схеме, то есть с теплообменником («сухой» частью каналов модуля ИО) затруднительно, поскольку приводит к сложностям распределения воздушных потоков и росту неравномерности их распределения по многоканальной насадке ИО, что резко снижает возможности моделирования на основе теории подобия [1, 3]. На рис. 2 представлены решения, оформленные по раздельным схемам для водоохладителя НИОЖ (Ch-w) и водяного чиллера НИО-Rж (Ch-Rw). Для Ch-Rw предел охлаждения теоретически снижается до температуры точки росы наружного воздуха t_p^1 .

II. Сравнительный анализ возможностей испарительных водоохладителей, градирни ГРД и чиллера Ch-Rw.

Изучались сравнительные возможности испарительных водоохладителей, градирни ГРД и чиллера Ch-Rw (рис. 3). В градирнях ГРД и чиллерах Ch-Rw использовались аналогичные насадочные многоканальные структуры из полимерных материалов. Анализ выполнен при условии $l = G_r/G_{ж} = 1.0$ для обеих схем охладителей (для чиллера дополнительно принято соотношение расходов жидкости в основных контурах охлаждения, в водо-водяном и водо-воздушном теплообменниках, $l^* = G_{ж}^1/G_{ж}^2 = 1.0$). В работе [1] показано, что оптимальным для градирен, с точки зрения удельных энергозатрат, является величина характеристического числа $\Lambda = l / l_{ид} = 1.0$. На H-X диаграмме влажного воздуха показаны процессы в ГРД 1-3 (по воздуху) и 5-6 – по охлаждаемой воде; процессы в Ch-Rw: 1-2-4 и 7-8, соответственно. Состояния воды условно показано точками на кривой насыщения. Степень приближения к пределу t_m^1 составляет для градирни $2,5^\circ\text{C}$ и для чиллера $3,0$, возрастающая со снижением предела охлаждения. Видно, что степень приближения к пределу t_p^1 составляет в сравниваемых случаях $9,5$ и $5,5^\circ\text{C}$.

Анализ влияния соотношения расходов газа и жидкости $l = G_r/G_{ж}$ на характеристики процесса испарительного охлаждения воды Ch-Rw (рис. 4) выполнен в зависимости от соотношения расходов воды в основных контурах охлаждения $l^* = G_{ж}^1/G_{ж}^2$ [условия сравнения: $l = G_r/G_{ж\Sigma} = 1.0$ для всех анализируемых вариантов работы Ch-Rw ($G_{ж\Sigma} = G_{ж}^1 + G_{ж}^2$)]. Хорошо видно, как рост доли холодной воды, поступающей в теплообменник предварительного охлаждения воздуха ($G_{ж}^1$) приводит к снижению температуры охлажденной воды $t_{ж}^2$, так что величина $\Delta t^{**} = (t_{ж}^2 - t_p^1)$, составляет 3°C для $l^* = 0,5$. На рис. 4 видно, как с приближением к естественному пределу испарительного охлаждения кривая изменения состояния воздушного потока вплотную приближается к равновесной кривой, практически сливаясь с ней, что неизбежно связано с опасностью «реконденсации».

1. Сравнительно с прямым испарительным охлаждением воды в градирне ГРД, охлаждение в охладителе-чиллере Ch-Rw обеспечивает возможность значительно понижения температуры; пределом охлаждения здесь является температура точки росы наружного воздуха, что существенно расширяет границы практического использования таких водоохладителей;

2. Дальнейшее приближение к пределу охлаждения в Ch-Rw обеспечивает варьирование соотношения расходов жидкости в основных контурах охлаждения $l^* = G_{ж}^1/G_{ж}^2$, при этом для величины $l^* = 0,5$ степень приближения к t_p^1 составляет $\Delta t^{**} = 3,0^\circ\text{C}$, и может быть еще снижена при росте величины $l = G_r/G_{ж\Sigma}$;

3. Для чиллера-водоохладителя Ch-Rw линия изменения состояния воздушного потока вплотную приближается и в дальнейшем следует линии полного насыщения $\varphi = 100\%$, что может привести к реконденсации водяных паров и резкому снижению эффективности процесса охлаждения; этот вопрос нуждается в отдельном изучении и в настоящее время в научной литературе практически не рассмотрен;

4. Переход на «глубокое охлаждение» воды в Ch-Rw, сравнительно с градирней, неизбежно приведет к росту удельных энергозатрат; с этой точки зрения интерес представляет изучение оптимальных условий работы такого водоохладителя, в частности, изучение влияния соотношений контактирующих потоков газа и жидкости $l = G_r/G_{ж}$ на эффективность процесса, а также влияния величины $l^* = G_{ж}^1/G_{ж}^2$, расходов жидкости в основных контурах охлаждения чиллера Ch-Rw, а также выработка соответствующих рекомендаций для расчета и проектирования чиллеров нового класса Ch-Rw.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дорошенко А.В., Глауберман М.А. Альтернативная энергетика. Солнечные системы теплоснабжения, Одесса, ОНУ им. Мечникова, 2012, 447стр.

2. Chen G.M., Doroshenko A.V., Shestopalov K.O., Khliyeva O.Y. Evaporative coolers of water and air for cooling systems. Analysis and perspectives, the 11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, August 31-September 2, 2014, Hangzhou.

3. Y. Jiang, X. Xie. Theoretical and performance of an innovative indirect evaporative chiller. Solar Energy 84 (2010) 2041-2055

4. Maisotsenko V., Lelland Gillan, M. 2003, The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling 21st International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C.

5. 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) 980 – 990

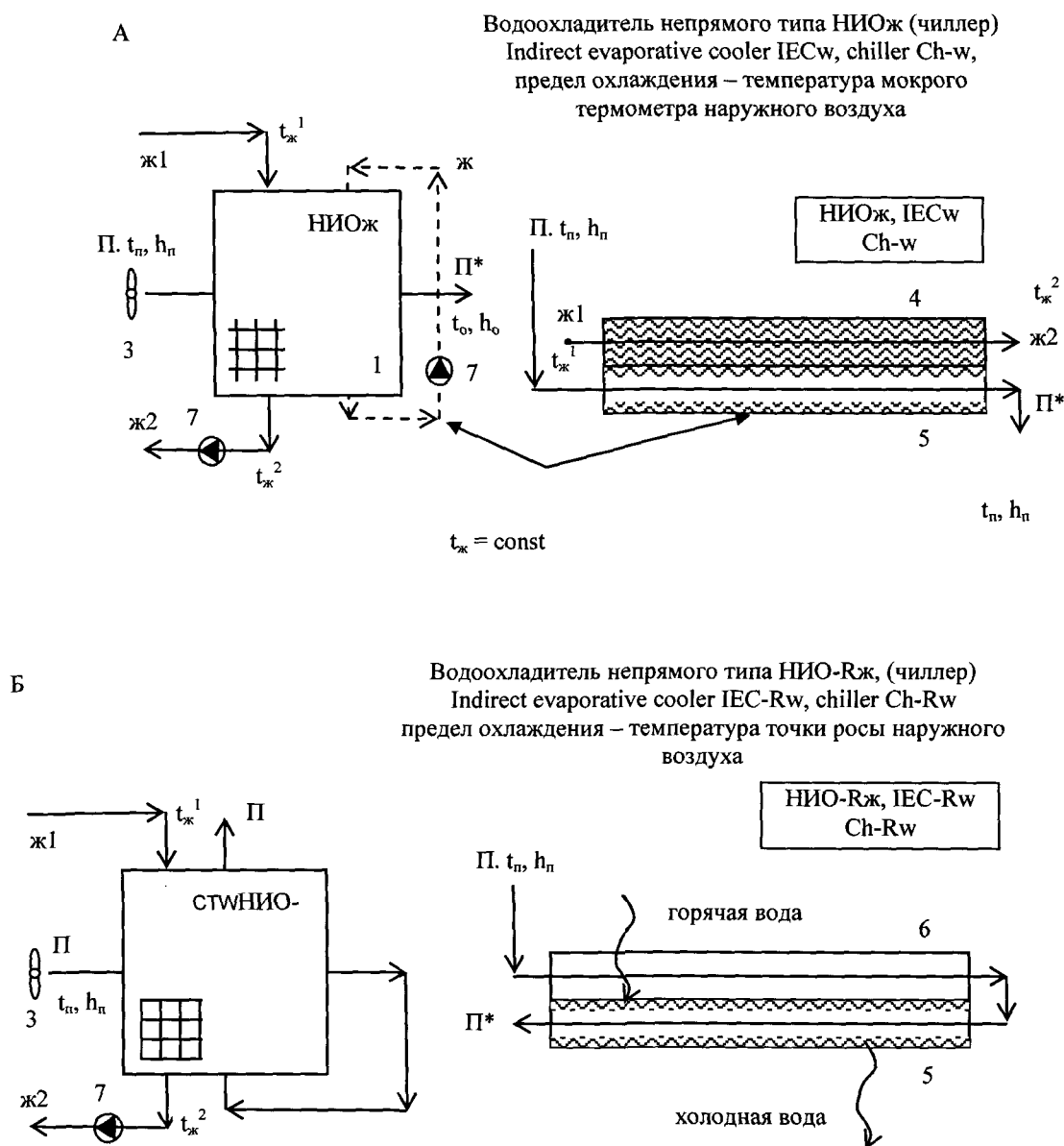


Рисунок 1-. Водоохладители непрямого типа НИОЖ – двухконтурная градирня ГРД/д (А) и чиллер НИО-Рж (Б), построенные по совмещенной схеме

Обозначения: 1 – НИОЖ; 2 – НИО-Рж; 3 – вентилятор; 4 – канал-теплообменник; 5 – «мокрый» канал испарительного охладителя; 6 – «сухой» канал испарительного охладителя; 7 – насос

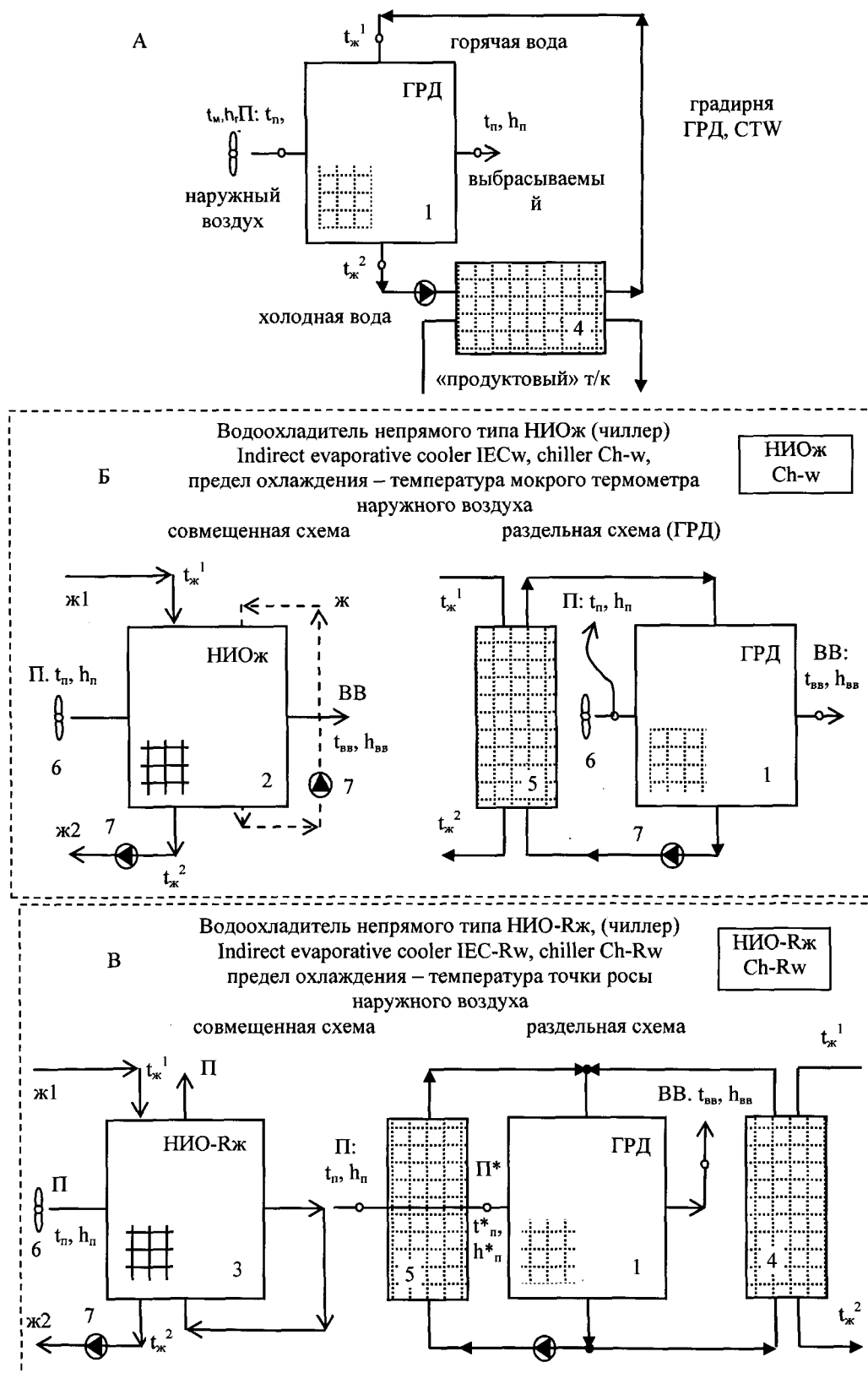


Рисунок 2-. Принципиальные схемные решения испарительных водоохладителей непрямого типа, построенные по совмещенной и раздельной схемам: НИОж (Б) и НИО-Рж (В), соответственно.
Обозначения: 1 – ГРД; 2 – НИОж; 3 – НИО-Рж; 4, 5 – теплообменники; 6 – вентилятор; 7 – водяной насос

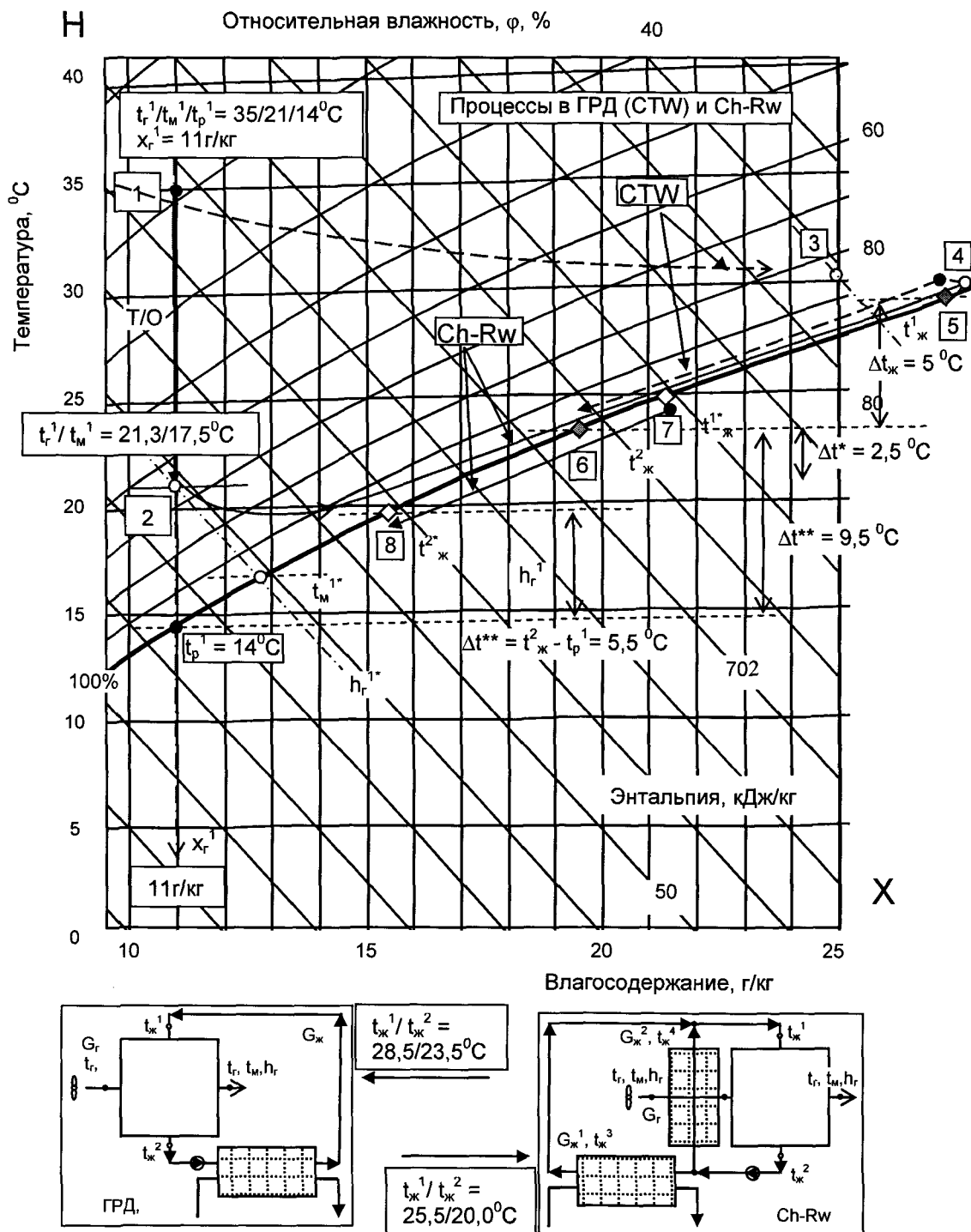
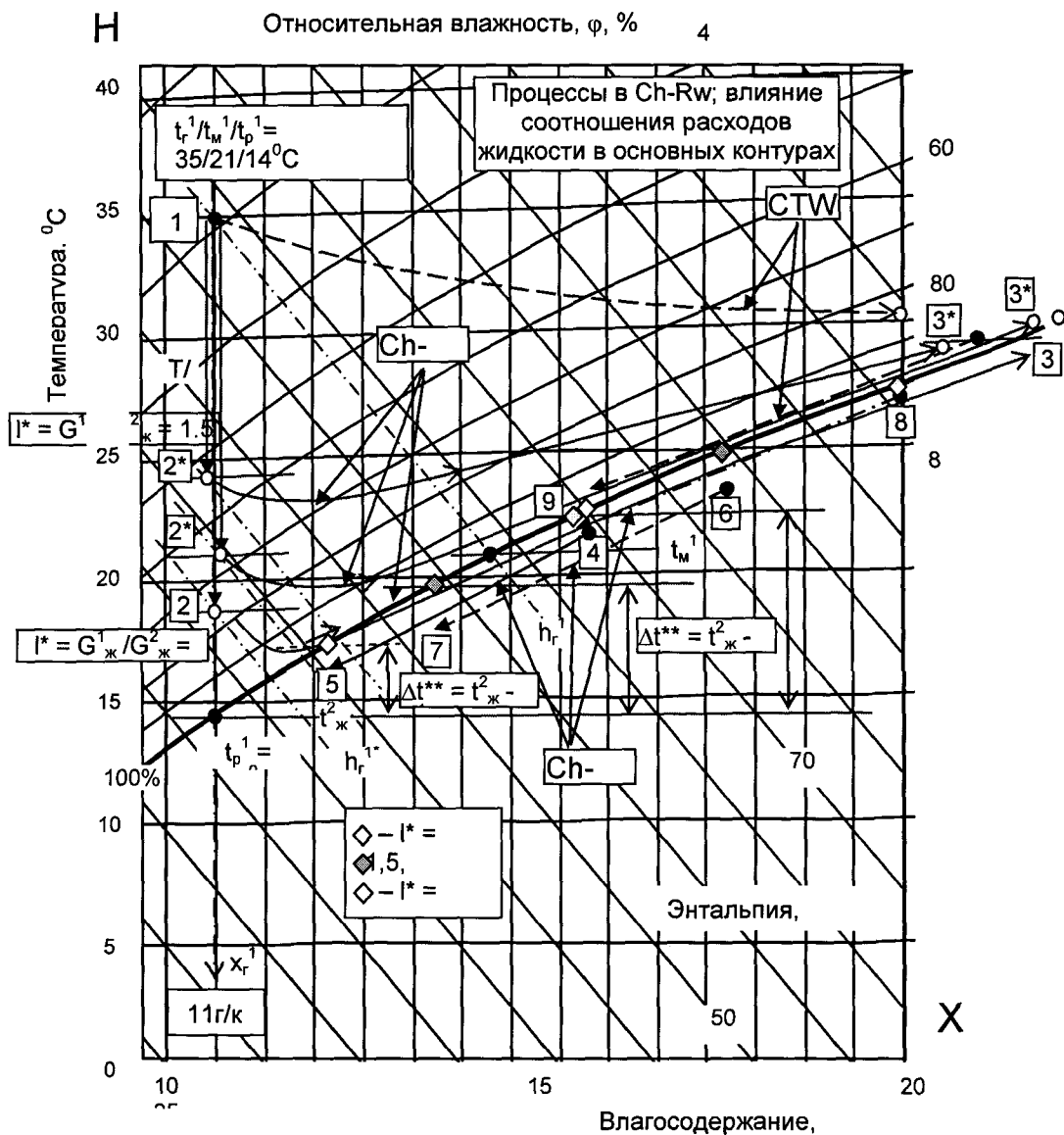


Рисунок 3 -. Сравнительный анализ возможностей испарительных водоохладителей: градирни ГРД (CTW) и водоохладителя-чиллера Ch-Rw. Условия сравнения; $1 = G_r/G_{w1} = 1,0$ для обеих схем охладителей ($1^* = G_{w1}^1/G_{w2}^1 = 1,0$). Обозначения: 1-3, 5-6 – процессы в ГРД; 1-2-4 и 7-8 процессы в Ch-Rw (изменения состояния воздуха и воды). Состояния воды показано условно точками на кривой насыщения



$t_r^1 = 35^\circ\text{C}$, $x_r^1 = 11\text{г/кг}$, $t_p^1 = 14^\circ\text{C}$ ($l = G_r/G_{\Sigma} = 1.0$)
1. $l^* = G^1_j/G^2_j = 1.5$; $t_j^1/t_j^2 = 27.0/22.3^\circ\text{C}$, $t_r = 28.5^\circ\text{C}$, $\varphi_r = 96\%$; $\Delta t^{**} = 8.3^\circ\text{C}$
2. $l^* = G^1_j/G^2_j = 1.0$; $t_j^1/t_j^2 = 25.5/20.0^\circ\text{C}$, $t_r = 29.5^\circ\text{C}$, $\varphi_r = 98\%$; $\Delta t^{**} = 5.5^\circ\text{C}$
3. $l^* = G^1_j/G^2_j = 0.5$; $t_j^1/t_j^2 = 23.0/17.5^\circ\text{C}$, $t_r = 31.5^\circ\text{C}$, $\varphi_r = 100\%$; $\Delta t^{**} = 3.0^\circ\text{C}$

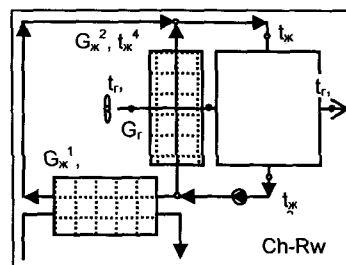


Рисунок 4 - Анализ возможностей водоохладителя-чиллера Ch-Rw в зависимости от соотношения расходов воды в основных контурах охлаждения $l^* = G^1_j / G^2_j$. Условия сравнения: $l = G_r/G_{\Sigma} = 1.0$ для всех анализируемых вариантов работы Ch-Rw ($G_{\Sigma} = G^1_j + G^2_j$). Обозначения: 1-3, 5-6 – процессы в ГРД; 1-2-4 и 7-8 процессы в Ch-Rw (изменения состояния воздуха и воды). Состояния воды показано условно точками на кривой насыщения