

УДК 536.242

## **Возможности методов испарительного охлаждения для применения в системах кондиционирования воздуха\***

**М.В. ГОРБАЧЕВ<sup>1</sup>, Х.К. КХАФАДЖИ<sup>2</sup>, В.И. ТЕРЕХОВ<sup>3</sup>**

<sup>1</sup> 630073, РФ, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20, Новосибирский государственный технический университет, кандидат технических наук, доцент. E-mail: GorbachevMV@ngs.ru

<sup>2</sup> 630073, РФ, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20, Новосибирский государственный технический университет, аспирант. E-mail: hayder.qasim@yahoo.com

<sup>3</sup> 630073, РФ, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20, Новосибирский государственный технический университет, доктор технических наук, профессор. 630090, РФ, г. Новосибирск, пр. Лаврентьева, 1, Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, заведующий отделом. E-mail: terekhov@itp.nsc.ru

Испарительное охлаждение является одним из самых простых и эффективных способов охлаждения потоков воздуха. При прямом испарительном охлаждении поток воздуха, находящийся в непосредственном контакте с пленкой воды, охлаждается за счет адиабатического испарения. Данный способ испарительного охлаждения основан на термодинамической неравновесности атмосферного воздуха и психрометрической разности температур сухого и мокрого термометров, которая является возобновляемым энергетическим ресурсом для получения холода.

Данная работа посвящена численному исследованию процессов тепломассообмена, происходящих в тепломассообменном аппарате косвенно-испарительного типа. Данный аппарат состоит из плоско-параллельных каналов, в одном из которых протекает тонкая пленка воды. Предполагается, что режим течения потоков воздуха в каналах – ламинарный. Решается система дифференциальных уравнений Навье-Стокса, уравнений энергии и диффузии пара при стационарном режиме и в двухмерном приближении. Программа моделирования составлена на языке программирования FORTRAN и основывается на решении указанных дифференциальных уравнений методом конечных объемов. Входными данными являются значения температур, чисел Рейнольдса, концентраций и давлений в соответствующих каналах. Выходными данными моделирования являются основные параметры потоков: поля скоростей, температур, давлений, массовых концентраций, а также коэффициентов трения, теплоотдачи и массоотдачи. Предложены выражения для оценки эффективности тепломассообменного аппарата. Показано, что рассматриваемый аппарат может использоваться как охладитель и как увлажнитель воздуха.

В статье также показано, что эффект охлаждения (по температуре и эффективности) в рассматриваемых аппаратах может быть сопоставим с современными системами охлаждения, использующими парокомпрессионные холодильные машины.

---

\* Статья получена 23 июня 2015 г.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект 14-19-00402).

**Ключевые слова:** тепломассообменный аппарат, косвенно-испарительное охлаждение, эффективность, система дифференциальных уравнений Навье-Стокса, численное моделирование, М-цикл, охладитель, увлажнитель, система кондиционирования воздуха, температура мокрого термометра, температура «точки росы»

DOI: 10.17212/1814-1196-2015-4-128-139

## ВВЕДЕНИЕ

Современный уровень развития теплоэнергетических устройств характеризуется бурным ростом интереса к возобновляемым источникам энергии, а также разработкой и созданием энергоэффективных технических устройств. К таким устройствам можно отнести новые системы косвенно-испарительного охлаждения, применяющиеся для различных энергетических технологий – установки охлаждения, увлажнения и очистки воздуха, градирни и многое другое. В этих устройствах, работающих по циклу Майсоценко (М-цикл), удастся безмашинным способом охладить полезно используемый воздух до температуры мокрого термометра или «точки росы». Данный способ охлаждения особенно эффективен при создании систем кондиционирования в условиях сухого и жаркого климата.

Следует отметить тот факт, что в последние годы интерес к испарительным методам охлаждения воздуха и возможностям создания на их основе тепломассообменных аппаратов только возрастает [1–5].

В данной работе разработана математическая модель, позволяющая численно проанализировать теплофизические процессы, протекающие в пластинчатом тепломассообменном аппарате косвенно-испарительного типа, с учетом изменения граничных условий в сухом и влажном каналах.

## 1. РАСЧЕТНАЯ СХЕМА. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Под термином «косвенно-испарительное охлаждение» понимается процесс отвода теплоты от «сухого» потока воздуха (основного) через разделяющую стенку теплообменного аппарата к воде, охлаждаемой испарением в потоке «влажного» воздуха (вспомогательного). Косвенно-испарительным теплообменником называется аппарат, в котором осуществляется отвод теплоты от основного потока воздуха через разделяющую стенку к пленке воды, над поверхностью которой движется вспомогательный поток воздуха, обеспечивающий испарительное охлаждение воды [6].

На рис. 1 показана схема косвенно-испарительного тепломассообменного аппарата (ТМОА). В нижнем канале протекает «сухой» поток воздуха, а стенки верхнего канала покрыты пленкой воды, в нем спутно или встречно движется влажный поток воздуха.

В сухом канале поток охлаждаемый воздух передает явную теплоту  $q_{к, 1-2}$  через разделяющую стенку теплообменника пленке воды. Последняя воспринимает теплоту от основного потока воздуха и, испаряясь во влажном канале, передает ему при этом скрытую теплоту  $q_{j, \text{нижн}}$  и  $q_{j, \text{верхн}}$ . Одновременно с этим вспомогательный поток понижает температуру при контакте с водой, отдавая ей теплоту  $q_{к, 2-1}$  и  $q_{к, 2-2}$  в явном виде. При этом энтальпия «влажного» потока воздуха увеличивается [6].

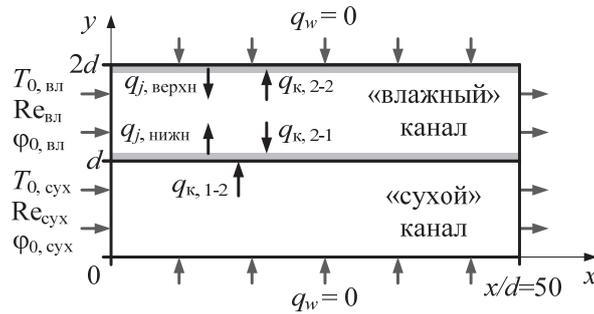


Рис. 1. Расчетная схема косвенно-испарительного теплообменного аппарата

При описании процесса теплопередачи в косвенно-испарительном теплообменном аппарате приняты следующие допущения:

- 1) процесс теплопередачи стационарный, режим течения теплоносителей – ламинарный;
- 2) отсутствует теплообмен с окружающей средой ( $q_w = 0$ );
- 3) на границе раздела фаз (пленки воды и влажного потока воздуха):
  - воздух считается насыщенным, температура его равна температуре пленки воды;
  - концентрация пара на стенке соответствует кривой насыщения;
- 4) теплофизические параметры воды и воздуха являются функциями температур и давлений;
- 5) термическими сопротивлениями разделяющей пластины и пленки воды пренебрегаем;
- 6) перенос теплоты теплопроводностью вдоль разделяющей пластины не учитывается;
- 7) смачивание пластин пленкой воды во влажном канале происходит по всей длине.

Система дифференциальных уравнений, описывающих процессы испарения пленки воды и течения воздуха в каналах (с учетом принятых допущений), включает в себя уравнения:

- неразрывности

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0; \quad (1)$$

- движения (вдоль осей  $x$  и  $y$  соответственно)

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right), \quad (2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right); \quad (3)$$

– энергии

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho c_P} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{D}{c_P} (c_{Pv} - c_{Pa}) \left( \frac{\partial T}{\partial x} \frac{\partial K}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} \frac{\partial K}{\partial y} \right); \quad (4)$$

– диффузии

$$u \frac{\partial K}{\partial x} + v \frac{\partial K}{\partial y} = D \left( \frac{\partial^2 K}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 K}{\partial y^2} \right). \quad (5)$$

При этом граничные условия можно записать так:

– параметры воздуха на входе ( $x = 0$ ) в каналы постоянны (для сухого и влажного канала соответственно):  $T = T_{0, \text{сух}}$ ,  $u = u_0 = \frac{\text{Re}_{\text{сух}} v}{2d}$ ,  $\varphi = \varphi_{0, \text{сух}}$ ;

$T = T_{0, \text{вл}}$ ,  $u = \frac{\text{Re}_{\text{вл}} v}{2d}$ ,  $\varphi = \varphi_{0, \text{вл}}$ ;

– на выходе из каналов:  $\partial u / \partial x = \partial v / \partial x = \partial T / \partial x = \partial K / \partial x = 0$ ;

– поперечная составляющая скорости пара находится из уравнения баланса массы на проницаемой стенке:

$$v_w = \frac{-D}{1 - K_w} \frac{\partial K}{\partial y} \Big|_w;$$

– массовая концентрация пара на стенке (согласно закону Дальтона).

$$K_w = \frac{m_w / m_a}{P / P_H + m_w / m_a - 1},$$

где  $m_w = 18$ ,  $m_a = 29$  – молекулярные массы воды и воздуха соответственно.

Полученная система дифференциальных уравнений (1)–(5) совместно с граничными условиями решалась численно с использованием метода конечных объемов [7]. При дискретизации использовались равномерные сетки, оптимальный размер которых составлял  $200 \times 70$  в продольном и поперечном направлениях соответственно [8–10].

Результатами численного моделирования являлись основные параметры потоков воздуха:

– среднемассовая температура  $T_m = \int_0^d \rho u T dy / \int_0^d \rho u dy$ ;

– среднемассовая концентрация пара  $K_m = \int_0^d \rho u K dy / \int_0^d \rho u dy$ ,

а также профили продольной и поперечной скоростей потоков, температур, концентраций, профили давлений, трение и теплообмен на поверхности.

## 2. АНАЛИЗ И ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Изменение среднемассовых параметров при спутном движении потоков в сухом и влажном каналах по длине показано на рис. 2, а. На рис. 2, б графически представлено изображение процессов охлаждения и увлажнения воздуха в каналах в  $i-d$  координатах. Отсюда следует, что среднемассовая температура воздуха в сухом канале монотонно приближается к значению температуры «мокрого термометра» (что является пределом охлаждения в данном аппарате). При этом массовая концентрация (а следовательно, и влагосодержание) потока во влажном канале увеличивается.

Таким образом, можно сделать вывод, что теплообменные аппараты косвенно-испарительного типа целесообразно использовать не только в качестве охладителей, но и увлажнителей. Следует также отметить, что для организации вышеуказанных процессов затрачивается только механическая энергия на привод вентиляторов для продувки воздухом соответствующих каналов.

Указанные положительные стороны позволяют применять теплообменные аппараты косвенно испарительного типа в качестве конкурентов энергозатратным парокompрессионным холодильным машинам.

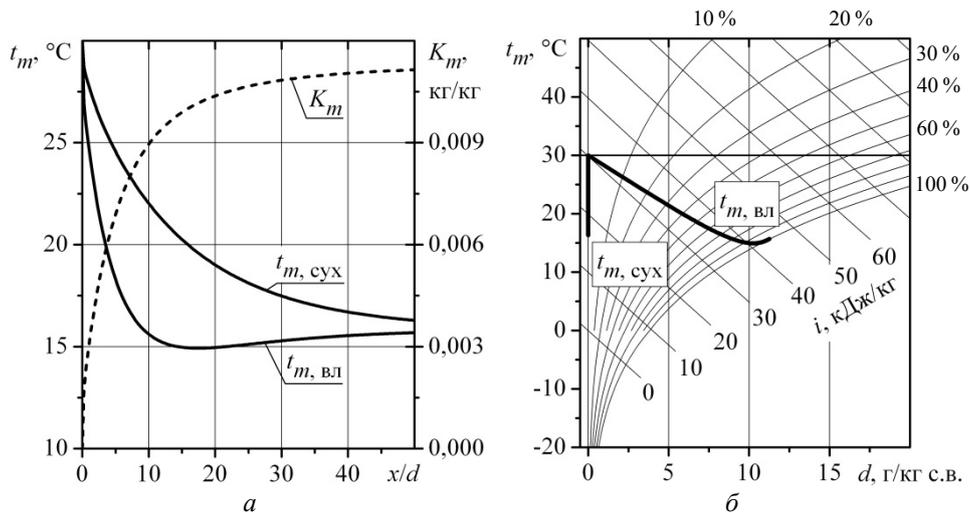


Рис. 2. Изменение параметров воздуха в прямоточном ТМОА:

$$t_{0, сух} = t_{0, вл} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}; \text{ Re}_{сух} = \text{Re}_{вл} = 100; \varphi_{0, сух} = \varphi_{0, вл} = 0$$

Несмотря на то что на выходе из сухого канала имеем воздух с достаточно низкой температурой, целесообразно рассмотреть возможности более глубокого охлаждения потока воздуха.

На рис. 3, а–в приведены зависимости влияния скоростей (чисел Рейнольдса) продувки соответствующих каналов на изменение параметров в ТМОА. При этом происходит изменение интенсивности теплообменных процессов во влажном канале и, как следствие, перераспределение значения величин потоков  $q_{j, нижн}$  и  $q_{к, 2-1}$ . Следовательно, для уменьшения температуры (увеличения холодопроизводительности) полезно используемого воздуха следует увеличивать скорость во влажном канале. Но при этом уменьшается массовая концентрация водяного пара.

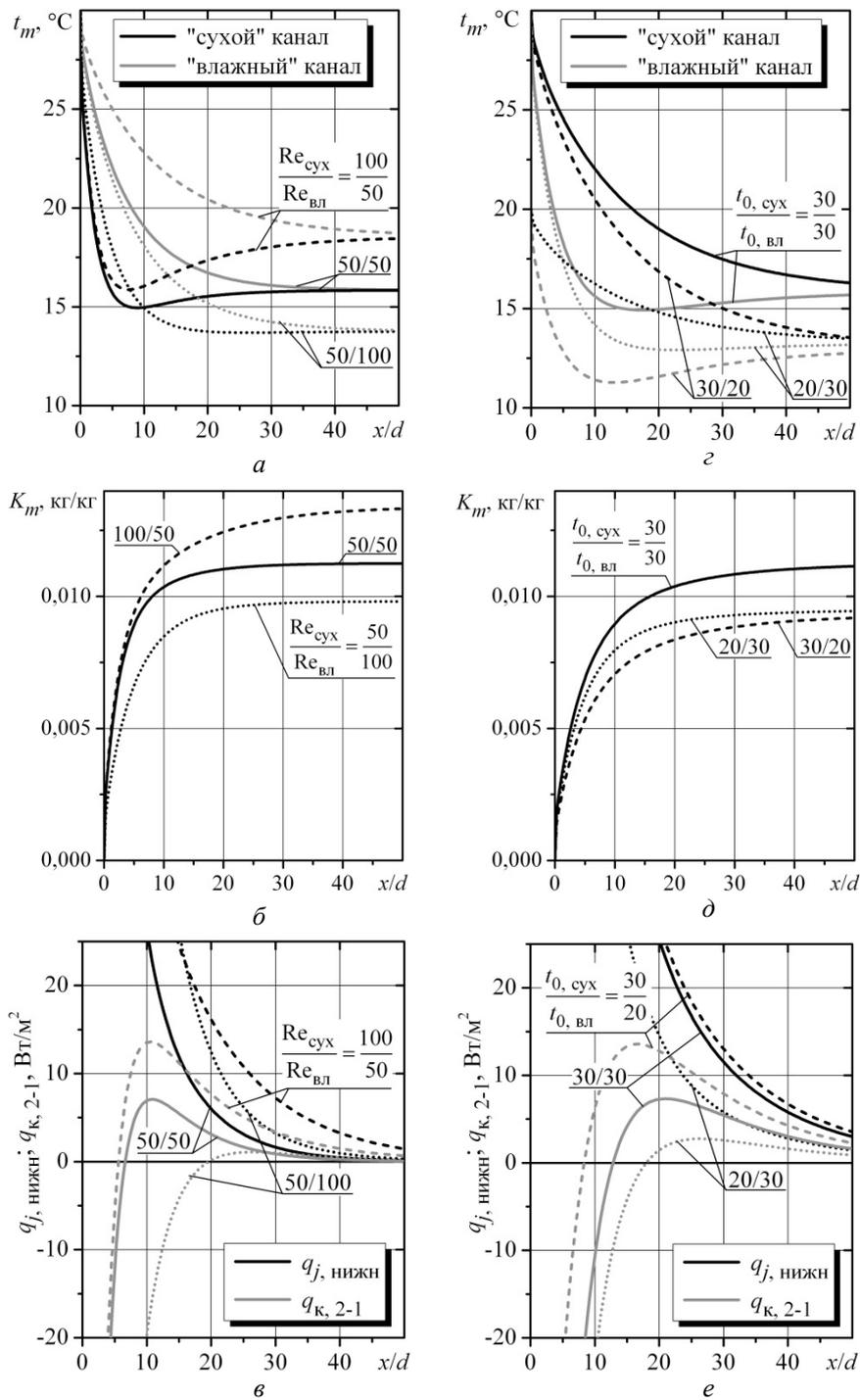


Рис. 3. Влияние исходных параметров на расчетные характеристики ТМОА:  
 а-б)  $t_{0,сух} = t_{0,вл} = 30$  °C;  $\varphi_{0,сух} = \varphi_{0,вл} = 0$ ; в-д)  $Re_{сух} = Re_{вл} = 100$ ;  $\varphi_{0,сух} = \varphi_{0,вл} = 0$

Графические зависимости влияния значений входных температур потоков на изменение основных параметров ТМОА показаны на рис. 3, з–е. Видно, что для уменьшения значения температуры сухого воздуха на выходе из канала следует увеличивать входную температуру во влажном канале за счет интенсификации процессов тепло- и массообмена.

Исходя из вышеизложенного следует сделать вывод, что для уменьшения температуры полезно используемого потока воздуха (а следовательно, для увеличения холодопроизводительности аппарата) следует интенсифицировать теплообменные процессы во влажном канале.

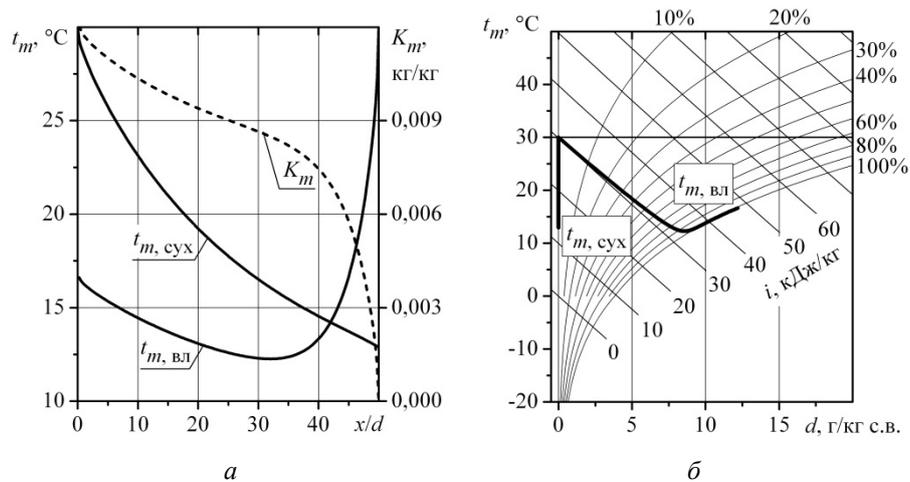


Рис. 4. Изменение параметров воздуха в противоточном ТМОА:

$$t_{0, \text{сух}} = t_{0, \text{вл}} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}; \text{Re}_{\text{сух}} = \text{Re}_{\text{вл}} = 100; \varphi_{0, \text{сух}} = \varphi_{0, \text{вл}} = 0$$

Другим способом увеличения холодопроизводительности аппарата косвенно-испарительного типа служит изменение направления течения потоков в сухом и влажном каналах, т. е. использование противоточной схемы течения теплоносителей. Изменение среднемассовых температур и концентраций в противоточном ТМОА (рис. 4) носит качественно подобный характер с прямоточной схемой (рис. 2). Количественные расхождения объясняются тем, что в противоточном аппарате коэффициент теплопередачи по длине канала имеет большее значение и все рассматриваемые процессы протекают быстрее.

### 3. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТМОА

Так как рассматриваемые ТМОА (прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей) состоят из каналов, в одном из которых происходит охлаждение (сухой канал), а в другом насыщение (влажный), то данные аппараты можно применять как для охлаждения потока воздуха, так и для его увлажнения.

Теоретическим пределом охлаждения рассматриваемых аппаратов является достижение в сухом канале температуры «мокрого термометра». Таким образом, тепловую эффективность можно оценить:

$$\varepsilon = \frac{T_{0, \text{сух}} - T_m}{T_{0, \text{сух}} - T_{\text{м.т., вл}}},$$

где  $T_{\text{м.т., вл}}$  – температура по «мокрому термометру» во влажном канале.

В случае, если ТМОА применяется для увеличения влажности потока воздуха, эффективность можно оценить с помощью критерия влажностной эффективности:

$$\psi = \frac{K_m - K_{0, \text{вл}}}{K_T - K_{0, \text{вл}}},$$

где  $K_T$  – массовая концентрация водяных паров насыщенного воздуха, соответствующая температуре  $T_{0, \text{вл}}$ .

Графические зависимости изменения тепловой и влажностной эффективностей для прямоточного и противоточного ТМОА приведены на рис. 5.

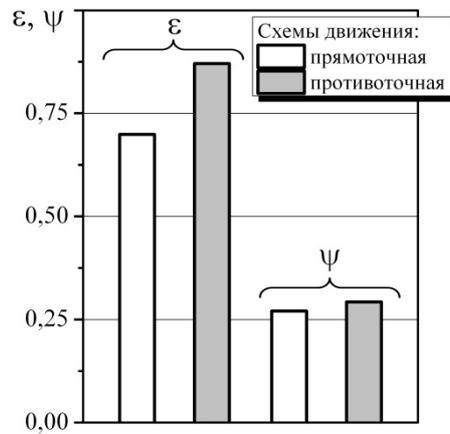


Рис. 5. Эффективность ТМОА:

$$t_{0, \text{сух}} = t_{0, \text{вл}} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad \text{Re}_{\text{сух}} = \text{Re}_{\text{вл}} = 100;$$

$$\varphi_{0, \text{сух}} = \varphi_{0, \text{вл}} = 0$$

Из приведенных графических зависимостей следует, что для противоточной схемы движения теплоносителей в косвенно-испарительном тепло-массообменном аппарате тепловая и влажностная эффективности имеют большие значения. Следовательно, именно эта конструктивная схема наиболее целесообразна для использования в технических устройствах, в состав которых может быть включен рассматриваемый ТМОА.

## ВЫВОДЫ

Разработана математическая модель тепломассообменного аппарата, включающая в себя систему дифференциальных уравнений и описывающая процессы тепломассопереноса, протекающих в ТМОА. На основе численной реализации выявлены зависимости основных параметров сухого и влажного потоков, к которым относятся как температурно-влажностные, так и зависимости эффективностей от исходных параметров. Установлено, что противоточный ТМОА имеет более высокую эффективность по сравнению с прямоточным. В результате проведенного анализа установлено, что воздухоохладители косвенно-испарительного типа обладают целым рядом положительных характеристик.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *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.
2. *Халатов А.А., Карп И.Н., Исаков Б.В.* Термодинамический цикл Майсоценко и перспективы его применения в Украине // *Відновлювана енергетика*. – 2012. – № 4. – С. 13–29.
3. Numerical analysis of the evaporation of water by forced convection into humid air in partially wetted vertical plates / C.D. Hfaiedh, A. Nasr, J. Orfi, A.B. Mohamed, S.B. Nassrallah // *Journal of Engineering and Applied Sciences*. – 2008. – Vol. 3, iss. 11. – P. 811–821.
4. *Hsu S.T., Lavan Z.* Optimization of wet-surface heat exchangers // *Energy*. – 1989. – Vol. 14, N 11. – P. 757–770.
5. Indirect evaporative cooling: past, present and future potentials / Z. Duan, C. Zhan, X. Zhang, M. Mustafa, X. Zhao, B. Alimohammadisagvand, A. Hasan // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2012. – Vol. 16, iss. 9. – P. 6823–6850.
6. Вентиляция и кондиционирование воздуха / под ред. Н.Н. Павлова, Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 319 с.
7. *Patankar S.V.* Numerical heat transfer in fluid flow. – Washington: Hemisphere; New York: McGraw-Hill, 1980. – 197 p.
8. *Терехов В.И., Кхафаджи Х.К., Горбачев М.В.* Возможности методов испарительного охлаждения для применения в системах кондиционирования воздуха [Электронный ресурс] // Энерго- и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий: материалы II Всероссийской научной конференции с международным участием, Новосибирск, 24–26 марта 2015 г. – Новосибирск, 2015. – С. 180–189. – URL: [http://www.itp.nsc.ru/conferences/mzhz\\_2015/files/S03\\_Terehov.pdf](http://www.itp.nsc.ru/conferences/mzhz_2015/files/S03_Terehov.pdf) (дата обращения: 28.12.2015).
9. *Терехов В.И., Кхафаджи Х.К.* Оптимизация процесса прямого испарительного охлаждения воздуха при ламинарной вынужденной конвекции между параллельными пластинами // XXXI Сибирский теплофизический семинар, Новосибирск, 17–19 ноября 2014 г.: Всероссийская конференция: тезисы докладов. – Новосибирск, 2014. – С. 290–295.
10. *Khafaji H.Q., Ekaid A.L., Terekhov V.I.* A numerical study of direct evaporative air cooler forced laminar convection between parallel-plates channel with wetted walls // *Journal of Engineering Thermophysics*. – 2015. – Vol. 24, iss. 2. – P. 113–122. – doi: 10.1134/S1810232815020022.
11. *Boyarschinov B.F., Volchkov E.P., Terekhov V.I.* Heat and mass transfer with liquid evaporation into gas flow // *Russian Journal of Engineering Thermophysics*. – 1991. – Vol. 1, N 1. – P. 93–112.
12. *Volchkov E.P., Terekhov V.V., Terekhov V.I.* A numerical study of boundary layer heat and mass transfer in a forced convection of humid air with surface steam condensation // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2004. – Vol. 47, iss. 6–7. – P. 1473–1481. – doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.09.018.
13. *Yan W.M., Lin T.F.* Combined heat and mass transfer in laminar forced convection channel flows // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – 1988. – Vol. 15, iss. 3. – P. 333–343. – doi: 10.1016/0735-1933(88)90034-6.
14. *Sheikholeslami R., Watkinson A.P.* Rate of evaporation of water into superheated steam and humidified air // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1992. – Vol. 35, iss. 7. – P. 1743–1751.

15. *Shah R.K., London A.L.* Laminar flow forced convection in ducts. – New York, USA: Academic Press, 1978. – 476 p.
16. *Kays W.M., London A.L.* Compact heat exchangers. – 2<sup>nd</sup> ed. – New York: McGraw-Hill, 1964. – 272 p.
17. *Nakoryakov V.E.* A note on power engineering in Russia // Journal of Engineering Thermophysics. – 2014. – Vol. 23, iss. 3. – P. 171–172.
18. *Zhukov V.I., Pavlenko A.N.* Critical phenomena at evaporation in a thin liquid layer at reduced pressure // Journal of Engineering Thermophysics. – 2013. – Vol. 22, iss. 4. – P. 257–287.
19. *Haji M., Chow L.C.* Experimental measurement of water evaporation rates into air and superheated steam // Journal of Heat Transfer. – 1988. – Vol. 110. – P. 237–242.
20. *Горбачев М.В., Кхафаджи Х.К., Терехов В.И.* Применение испарительного охлаждения в системах кондиционирования воздуха // Наука. Промышленность. Оборона: труды 16 Всероссийской научно-технической конференции, Новосибирск, 22–24 апреля 2015 г. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2015. – С. 220–224.
21. Experimental and numerical study of mixed convection heat and mass transfer in a vertical channel with film evaporation / A.S. Cherif, M.A. Kassim, B. Benhamou, S. Harmand, J.P. Corriou, S. Ben Jabrallah // International Journal of Thermal Sciences. – 2011. – Vol. 50, iss. 6. – P. 942–953.

*Горбачев Максим Викторович*, кандидат технических наук, доцент кафедры технической теплофизики Новосибирского государственного технического университета. Основные направления научных исследований: термодинамика действительных термодинамических циклов, термодинамика влажного воздуха. Имеет более 30 печатных работ, в том числе 8 статей (в соавторстве) в ведущих научных журналах, входящих в перечень рекомендованный ВАК, и одну монографию. E-mail: GorbachevMV@ngs.ru

*Кхафаджи Хайдар Касим Альван*, аспирант Новосибирского государственного технического университета. Основные направления научных исследований: исследование процессов, протекающих во влажном воздухе, возобновляемые источники энергии. Имеет 8 научных публикаций. E-mail: hayder.qasim@yahoo.com

*Терехов Виктор Иванович*, доктор технических наук, профессор кафедры технической теплофизики Новосибирского государственного технического университета, заведующий отделом Института теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН. Основные направления научных исследований: экспериментальное и численное исследование процессов теплопереноса в газокapельных потоках, возобновляемые источники энергии. Имеет более 200 научных работ, в том числе 5 монографий. E-mail: terekhov@itp.nsc.ru

### **Potentialities of evaporative cooling methods for use in air conditioning systems\***

*M.V. GORBACHEV<sup>1</sup>, H.Q. KHAFAJI<sup>2</sup>, V.I. TEREKHOV<sup>3</sup>*

<sup>1</sup> *Novosibirsk State Technical University, 20 K. Marx Prospekt, Novosibirsk, 630073, Russian Federation, Ph.D., associate professor. E-mail: GorbachevMV@ngs.ru*

<sup>2</sup> *Novosibirsk State Technical University, 20 K. Marx Prospekt, Novosibirsk, 630073, Russian Federation, postgraduate student. E-mail: hayder.qasim@yahoo.com*

<sup>3</sup> *Novosibirsk State Technical University, 20 K. Marx Prospekt, Novosibirsk, 630073, Russian Federation; Kutateladze Institute of Thermal Physics, Siberian Branch RAS, 1 Prospect Lavrentieva, 630090, Russian Federation, D.Sc., professor. E-mail: terekhov@itp.nsc.ru*

Evaporative cooling is one of the simplest and most effective ways of air flow cooling. In direct evaporative cooling, the air flow is in direct contact with a film of water cooled by adiabatic evaporation. This method of evaporative cooling is based on thermodynamic non equilib-

\* Received 23 June 2015.

The work was supported by the Russian Science Foundation (project number 14-19-00402).

rium of atmospheric air and psychometric temperature difference between dry-and wet-bulb temperature, which is a renewable energy source for the cold.

This work is devoted to the numerical investigation of heat and mass transfer processes occurring in the heat and mass transfer device of an indirect-evaporative type. This unit consists of plane-parallel channels, one of which flows in a thin film of water. It is assumed that the air flow mode in the channels is laminar. Systems of Navier-Stokes differential equations and equations of energy and steam diffusion in the stationary mode and in a two-dimensional approximation are solved. A simulation program based on the solution of these differential equations by the finite volume method is written in the FORTRAN programming language. The input data are the values of temperatures, Reynolds numbers and concentrations and pressures in the respective channels. The output data of the simulation are the main parameters of the flow, namely, velocity fields, temperatures, pressures, mass concentrations, and coefficients of friction, heat transfer and mass transfer. An expression for evaluating the effectiveness of heat and mass transfer apparatus is proposed. It is shown that the apparatus can be used both as a cooler and as a humidifier.

The paper also shows that the cooling effect (temperature and efficiency) in the present apparatus can be comparable to modern cooling systems that use vapor compression chillers.

**Keywords:** Heat-mass exchanger; indirect evaporative cooling; efficiency; the system of Navier-Stokes differential equations; numerical simulation; M-cycle; cooler; humidifier; air conditioning system; wet bulb temperature; dew point temperature

DOI: 10.17212/1814-1196-2015-4-128-139

## REFERENCES

1. Anisimov S., Pandelidis D. Numerical study of the Maisotsenko cycle heat and mass exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, vol. 75, pp. 75–96.
2. Khalatov A.A., Karp I.N., Isakov B.V. Termodinamicheskii tsikl Maisotsenko i perspektivy ego primeneniia v Ukraine [Maisotsenko thermodynamic cycle and prospects of its application in Ukraine]. *Vidnovlyuvana energetika*, 2012, no. 4, pp.13–29.
3. Hfaiedh C.D., Nasr A., Orfi J., Mohamed A.B., Nassrallah S.B. Numerical analysis of the evaporation of water by forced convection into humid air in partially wetted vertical plates. *Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2008, vol. 3, iss. 11, pp. 811–821.
4. Hsu S.T., Lavan Z. Optimization of wet-surface heat exchangers. *Energy*, 1989, vol. 14, iss. 11, pp. 757–770.
5. Duan Z., Zhan C., Zhang X., Mustafa M., Zhao X., Alimohammadisagvand B., Hasan A. Indirect evaporative cooling: past, present and future potentials. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, vol. 16, pp. 6823–6850.
6. Pavlov N.N., Shiller Yu.I., eds. *Ventilyatsiya i konditsionirovanie vozdukh* [Ventilation and air conditioning]. Moscow, Stroizdat Publ., 1992. 319 p.
7. Patankar S.V. *Numerical heat transfer in fluid flow*. Washington, Hemisphere, New York, McGraw-Hill, USA, 1980. 197 p.
8. Terekhov V.I., Khafaji K.Q., Gorbachev M.V. [Possible methods of evaporative cooling for use in air conditioning systems]. *Energo- i resursoeffektivnost' maloetazhnykh zhilykh zdani: materialy II Vserossiiskoi nauchnoi konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem* [Energy and resource efficiency of low-rise residential buildings: materials of the II All-Russian scientific conference with international participation], Novosibirsk, 24–26 March 2015, pp. 180–189. (In Russian) Available at: [http://www.itp.nsc.ru/conferences/mzhz\\_2015/files/S03\\_Terehov.pdf](http://www.itp.nsc.ru/conferences/mzhz_2015/files/S03_Terehov.pdf) (accessed 28.12.2015)
9. Terekhov V.I., Khafaji K.Q. [Optimization of the process of direct evaporative cooling air in laminar forced convection between parallel plates]. *XXXI Sibirskii teplofizicheskii seminar: Vse-rossiiskaya konferentsiya: tezisy dokladov* [XXXI Siberian Thermophysical Seminar: All-Russian Conference: abstracts], Novosibirsk, 17–19 November 2014, pp. 290–295.
10. Khafaji H.Q., Ekaid A.L., Terekhov V.I. A numerical study of direct evaporative air cooler forced laminar convection between parallel-plates channel with wetted walls. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2015, vol. 24, iss. 2, pp. 113–122. doi: 10.1134/S1810232815020022

11. Boyarschinov B.F., Volchkov E.P., Terekhov V.I. Heat and mass transfer with liquid evaporation into gas flow. *Russian Journal of Engineering Thermophysics*, 1991, vol. 1, iss.1, pp. 93–112.
12. Volchkov E.P., Terekhov V.V., Terekhov V.I. A numerical study of boundary layer heat and mass transfer in a forced convection of humid air with surface steam condensation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, vol. 47, iss. 6–7, pp. 1473–1481. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.09.018
13. Yan W.M., Lin T.F. Combined heat and mass transfer in laminar forced convection channel flows. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 1988, vol. 15, iss. 3, pp. 333–343. doi: 10.1016/0735-1933(88)90034-6
14. Sheikholeslami R., Watkinson A.P. Rate of evaporation of water into superheated steam and humidified air. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1992, vol. 35, iss. 7, pp. 1743–1751.
15. Shah R.K., London A.L. *Laminar flow forced convection in ducts*. New York, USA, Academic Press, 1978. 476 p.
16. Kays W.M., London A.L. *Compact heat exchangers*. 2<sup>nd</sup> ed. New York, McGraw-Hill, 1964. 272 p.
17. Nakoryakov V.E. A note on power engineering in Russia. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2014, vol. 23, iss. 3, pp. 171–172.
18. Zhukov V.I., Pavlenko A.N. Critical phenomena at evaporation in a thin liquid layer at reduced pressure. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2013, vol. 22, iss. 4, pp. 257–287.
19. Haji M., Chow L.C. Experimental measurement of water evaporation rates into air and superheated steam. *Journal of Heat Transfer*, 1988, vol. 110, pp. 237–242.
20. Gorbachev M.V., Khafaji K.Q., Terekhov V.I. [The use of evaporative cooling in air conditioning systems]. *Nauka. Promyshlennost'. Oborona: trudy 16 Vserossiiskoi nauchno-tehnicheskoi konferentsii* [Science. Industry. Defense: Proceedings of 16<sup>th</sup> Russian scientific and technical conference], Novosibirsk, 22–24 April 2015, pp. 220–224.
21. Cherif A.S., Kassim M.A., Benhamou B., Harmand S., Corriou J.P., Ben Jabrallah S. Experimental and numerical study of mixed convection heat and mass transfer in a vertical channel with film evaporation. *International Journal of Thermal Sciences*, 2011, vol. 50, iss. 6, pp. 942–953.