

УДК 621.565.3

А. Ю. ЛИСИЦА¹, Д. А. НЕМЧЕНКО¹, И. И. ПЕТУХОВ¹, Ф. Г. СОРОГИН²¹ *Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского
"Харьковский авиационный институт", Украина*² *ПАО "Мотор Сич", Украина*

К ВОПРОСУ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОСВЕННО-ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА ГТП

Косвенно-испарительное охлаждение с противоточным движением воздуха является термодинамически наиболее совершенным способом снижения его температуры за счет потенциала окружающей среды. Однако эффективность применения такого охлаждения при больших расходах, характерных для ГТП, изучена недостаточно. В работе представлена модель расчета процессов в косвенно-испарительных теплообменных аппаратах, проанализировано влияние геометрических и режимных факторов, параметров атмосферного воздуха на их эффективность. Применительно к охлаждению циклового воздуха ГТП Д-336-2 сопоставлены косвенно-испарительный метод и адиабатное увлажнение, оценены габариты теплообменника.

Ключевые слова: цикловой воздух, испарительное охлаждение, цикл Майсоценко.

Введение

Косвенно-испарительное охлаждение с противоточным движением воздуха позволяет наиболее полно реализовать для снижения его температуры потенциал окружающей среды и в этом смысле является термодинамически наиболее эффективным [1 - 4]. Конструктивные схемы такого охлаждения заметно отличаются. Одним из наиболее известных решений является теплообменник Майсоценко, в котором внешний поток в рабочем канале охлаждается за счет контакта со стенкой, обратная сторона которой образует «влажный» вспомогательный канал, в котором и происходит испарение воды [4, 5].

Термогидравлические процессы, проходящие при косвенно-испарительном охлаждении, включают передачу теплоты за счет испарения и конвекции, а также за счет теплопроводности через увлажненную капиллярно-пористую структуру и твердую стенку канала. Кроме того, существенную роль играют и гидравлические процессы, поскольку движение воздуха проходит хоть и при незначительных скоростях, но в каналах малого диаметра с большим количеством поворотов.

Из обзора литературы следует, что модели реальных термогидравлических процессов в указанных аппаратах представлены слабо, отсутствует методика их расчета. Практические решения касаются, главным образом, области кондиционирования [4 - 7]. Как результат, остается невыясненным ряд вопросов, которые не позволяют однозначно судить как о термодинамической, так и о реальной эффек-

тивности косвенно-испарительного охлаждения, особенно применительно к ГТП. Среди таких вопросов:

1. В литературе отсутствует обоснование предельно достижимой температуры охлажденного воздуха с учетом соотношения его расхода с расходом «рабочего» потока воздуха.

2. При рассмотрении идеальной ячейки реального теплообменного аппарата не указывается, какие именно каналы («сухие» или «влажные») примыкают к боковым поверхностям этой ячейки, что напрямую определяет эффективность теплообменника в целом.

3. Нет информации о балансах расходов по воде и рабочему воздуху. Как известно, подавая большое количество воды в систему можно получить дополнительное охлаждение, но не за счет испарения, а за счет прямого (конвективного) охлаждения воздуха водой.

4. Как одно из преимуществ цикла Майсоценко отмечают, что в идеализированном процессе его термический КПД выше, чем КПД цикла Карно. В [5] объясняется это тем, что в цикле Карно используется одно рабочее тело, а в цикле Майсоценко – два различных рабочих тела. В то же время нет достаточного обоснования, что именно дает возможность сравнивать два указанных цикла.

5. Применительно к газотурбинным установкам предлагается схема с охлаждением воздуха на входе в компрессор [5]. В то же время нигде не приведены конкретные параметры процесса и значения мощности и расходов, при которых схема Майсоценко мо-

жет иметь преимущества перед традиционными схемами испарительного охлаждения.

6. В доступных публикациях нет достаточного математического описания термогидравлических процессов, кроме эксергетического и балансового расчетов. Но эти расчеты не дают информации о реальных процессах, что не позволяет проверить эффективность данной схемы применительно к охлаждению циклового воздуха в ГТП.

Целью работы является анализ основных процессов, происходящих при косвенно-испарительном охлаждении, их физическое и математическое описание, расчет температур воздуха и гидравлического сопротивления в каналах теплообменника, в том числе при параметрах потока, характерных для ГТП типа Д-336-2.

1. Моделирование процесса косвенно-испарительного охлаждения

Для реализации охлаждения циклового воздуха ГТП необходим теплообменник с достаточно большой площадью поверхности. Обязательным условием формирования математической модели косвенно-испарительного теплообменника является задание его геометрии. Прямых данных по этому вопросу в публикациях не найдено. Наиболее полно вопрос моделирования отражен в [8], однако там рассматривались процессы тепломассообмена только между двумя каналами - «влажным» и «сухим». Перенести полученные результаты на конкретную конструкцию теплообменника весьма сложно.

В связи с этим для адекватного построения модели и возможности проведения конкретных расчетов в качестве базовой принята элементарная ячейка тепломассообменного аппарата Майсоценко [5]. Ввиду отсутствия конкретных данных по геометрии и параметрам расчетной ячейки аппаратов Майсоценко, а также схемы расположения «сухих» и «влажных» каналов, расчетный модуль элементарной ячейки теплообменника представлен в виде четырех рабочих (два «влажных» и два «сухих») каналов и одного «сухого» канала охлаждения (рис. 1). В этом случае увеличение общей площади теплообмена достигается многократным повторением (наслоением) этой ячейки.

Физическую модель рабочего процесса в ячейке можно представить следующим образом. Рабочий поток воздуха при движении в «сухом» канале охлаждается от температуры наружного воздуха до температуры точки росы (в пределе) за счет теплообмена с увлажняемым воздухом, движущимся противотоком в примыкающем «влажном» канале. Поток разделен двухслойной стенкой, состоящей из увлажненной капиллярно-пористой структуры и

собственно стенки канала.

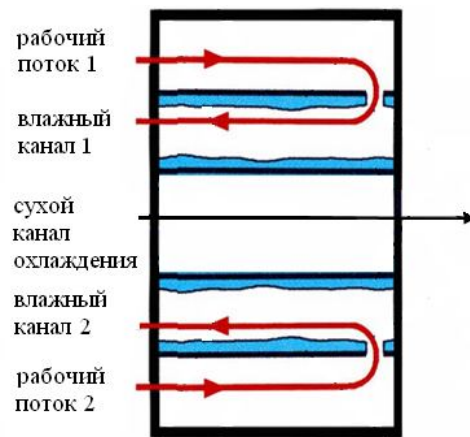


Рис. 1. Расчетная схема ячейки косвенно-испарительного теплообменника

Воздух во «влажном» канале нагревается за счет части теплоты, переданной от рабочего потока в «сухом» канале и основного воздуха. Температура потока во «влажном» канале увеличивается в идеальном случае до температуры наружного воздуха. Другая часть теплоты идет на испарение воды. Относительная влажность воздуха здесь теоретически может не меняться, например, воздух может оставаться насыщенными парами воды, поскольку одновременно с ростом температуры присутствует приток влаги с обогреваемых влажных стенок канала.

Температура воздуха в «сухом» канале охлаждения снижается за счет теплообмена через составную стенку с воздухом во «влажном» рабочем канале. Предельная теоретическая температура охлажденного воздуха на выходе из канала может достигать температуры точки росы. Это реализуется при условии равновесности происходящих в теплообменнике процессов.

Характерные параметры взаимодействующих потоков на входе и выходе каналов («сухих» и «влажных») для этого случая представлены на рис. 2. Точка 1 отмечает параметры исходного (атмосферного) воздуха. Точка 2_н определяет параметры рабочего (вспомогательного) потока на выходе влажного канала. В равновесных процессах это состояние насыщения при изотермическом увлажнении исходного воздуха. Точка росы 2_д соответствует предельно достижимым параметрам охлажденного воздуха. На рис. 2 приведена также температура 2_и адиабатного увлажнения.

Соотношение расходов рабочего $G_{вр}$ и основного $G_{во}$ потоков воздуха, $g_{ро} = G_{вр} / G_{во}$, для равновесного процесса определяется из уравнения

$$g_{ро} = (i_1 - i_{2д}) / (i_{2н} - i_1).$$

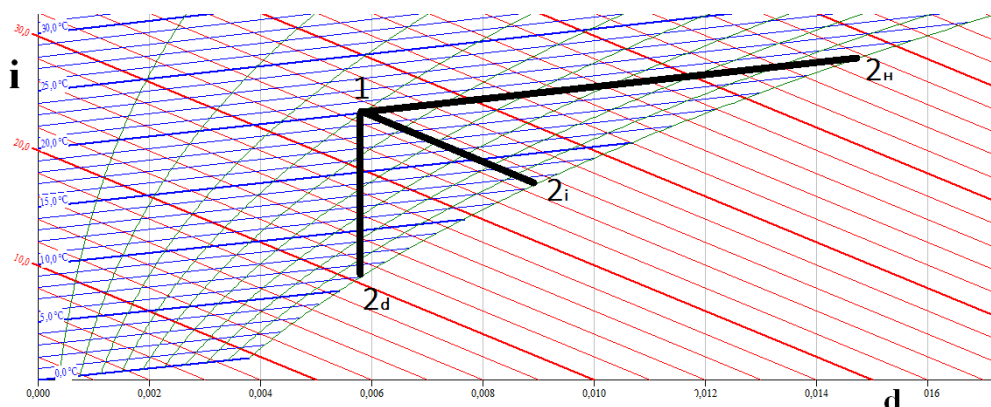


Рис. 2. Характерные параметры воздуха при испарительном охлаждении

Его зависимость от параметров атмосферного воздуха представлена на рис. 3.

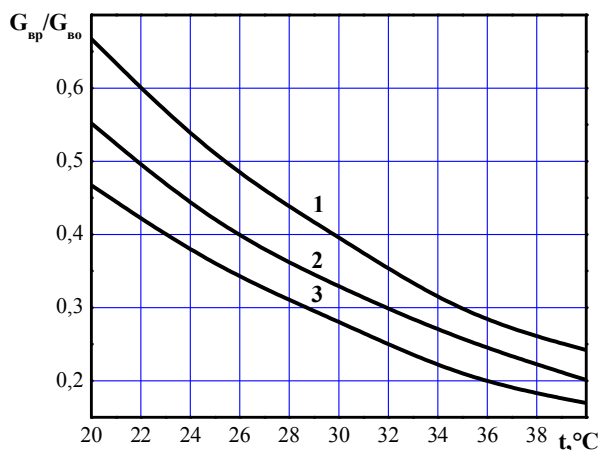


Рис. 3. Зависимость соотношения расходов рабочего и основного воздуха от его исходных параметров:
1 – 40%; 2 – 60%; 3 – 80%

ячейке аппарата Майсоценко может быть представлена в следующей дифференциальной форме.

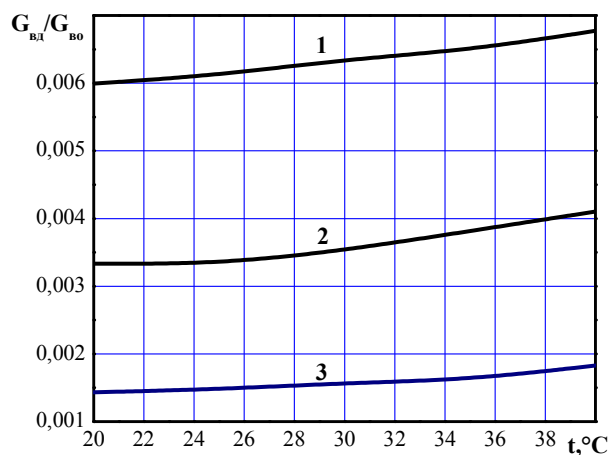


Рис. 4. Зависимость соотношения расходов воды и основного воздуха от его исходных параметров:
1 – 40%; 2 – 60%; 3 – 80%

Величина отношения расхода воды $G_{вд}$ к расходу охлажденного воздуха $G_{во}$ от параметров атмосферного воздуха представлена на рис. 4.

В таблице 1 приведены значения температуры адиабатного увлажнения t_{2i} как предела традиционного испарительного охлаждения и температуры точки росы t_{2d} – предела охлаждения по схеме Майсоценко, в зависимости от начальной температуры t_{oc} и относительной влажности ϕ воздуха.

Для реальных параметров окружающего воздуха эти отличия невелики. Но в схеме косвенно-испарительного охлаждения влагосодержание основного потока воздуха не увеличивается.

В действительном процессе присутствуют соответствующие термические и гидравлические сопротивления, возможно произвольное распределение расхода между рабочим и сухим охлаждаемым потоками. Математическая модель процессов косвенно-испарительного охлаждения в элементарной

Таблица 1
Достижимые температуры при охлаждении

$t_{oc}, ^\circ\text{C}$	$\phi, \%$	$t_{2i}, ^\circ\text{C}$	$t_{2d}, ^\circ\text{C}$	$t_{2i} - t_{2d}, ^\circ\text{C}$
30	40	20,3	15,3	5
	60	23,8	21,5	2,3
	80	27,3	26,4	0,9
35	40	23,9	19,4	4,5
	60	28	26,2	1,8
	80	31,9	31,2	0,7
40	40	27,7	23,9	3,8
	60	32,6	30,8	1,8
	80	36,6	35,9	0,7

Уравнение стационарной теплопроводности для плоской стенки без внутренних источников теплоты

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0.$$

На поверхности стенки со стороны сухого потока, а также на поверхности влажного фитиля задаются граничные условия III рода

$$\alpha_T = -\frac{\lambda_g}{(T_\sigma - T_g)} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_\sigma,$$

где T_σ – температура поверхности стенки (фитиля); T_g – температура потока влажного воздуха вдали от стенки; α_T , λ_g – коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности влажного воздуха, соответственно. Коэффициент теплоотдачи рассчитывается с учетом режима течения потока и геометрии канала.

Наиболее сложным является вопрос описания теплообмена во влажном канале аппарата. Уравнение теплового баланса на границе испаряющейся жидкости и потока парогазовой смеси записывается в виде

$$J_{v\sigma} \Psi_{\ell v} = q_c - q_g,$$

где $J_{v\sigma} = \frac{j_{v\sigma}}{1 - g_{v\sigma}}$ – плотность полного (диффузионного и конвективного) потока массы водяного пара; $\Psi_{\ell v}$ – теплота парообразования при температуре межфазной поверхности; q_c , q_g – плотности теплового потока от составной стенки и со стороны воздуха, соответственно; $g_{v\sigma}$ – массовая доля пара на межфазной поверхности.

Теплотой, затрачиваемой на подогрев подаваемой во «влажный» канал воды до температуры насыщения, пренебрегали. В данном случае уравнение теплового баланса отражает тот факт, что алгебраическая сумма теплопритоков к межфазной поверхности со стороны стенки и газовой фазы равна теплоте, затрачиваемой на фазовый переход.

Плотность диффузионного потока массы определяется уравнением массоотдачи

$$j_{v\sigma} = \alpha_D (\rho_{v\sigma} - \rho_v).$$

Здесь $\rho_{v\sigma}$ и ρ_v – плотности водяного пара на межфазной поверхности и в потоке влажного воздуха, соответственно. При расчёте коэффициента массоотдачи α_D с учётом аналогии процессов тепло- и массообмена используются критериальные уравнения с диффузионными аналогами соответствующих критериев подобия. Коэффициенты теплопроводности и динамической вязкости влажного воздуха определяются как для бинарной смеси.

Согласование системы уравнений достигается за счет температуры межфазной поверхности. При определении свойств соприкасающихся фаз на этой поверхности используется квазиравновесная схема

фазового перехода. Для перехода к следующему участку теплообменника определяется изменение параметров влажного воздуха за время пребывания на расчетном участке канала.

2. Результаты расчетов

С помощью разработанной модели проанализировано влияние скорости потока и соотношения расходов воздуха в каналах на его температуру при различных параметрах входящего воздуха. Заданное соотношение расходов воздуха обеспечивалось соответствующим выбором высоты плоских каналов элементарной ячейки теплообменника. Рассмотрено также влияние на эффективность и массу теплообменника материала стенок.

Результаты расчета температуры воздуха на выходе из «сухого» канала охлаждения различной высоты представлены на рис. 5. Температура атмосферного воздуха составляла 30°C, относительная влажность 60%.

Здесь и далее расчеты выполнены для варианта подачи воды с одной (нижней) стороны «влажного» канала. Конструктивно и для эксплуатации это предпочтительнее. Принципиально схема и методика расчета позволяют рассмотреть и вариант с фитилями на двух стенках канала.

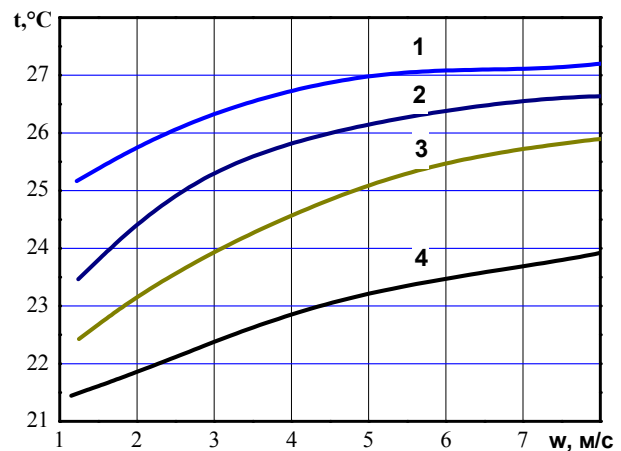


Рис. 5. Температура воздуха на выходе при высоте канала охлаждения:

1 – 0,015 м; 2 – 0,01 м; 3 – 0,008 м; 4 – 0,005 м

Из рисунка 5 видно, что наибольший эффект охлаждения достигается при высоте канала 0,005 м и скоростях потока до 2 м/с. В этом случае температура воздуха на выходе из канала охлаждения приближается к температуре точки росы 21,5°C.

В рамках расчетной модели также показано, что материал стенки практически не влияет на эффективность охлаждения. Так, разница между конечными температурами потока на выходе из канала охлаждения для медной стенки с коэффициентом

теплопроводности 380 Вт/(м·К) и стенки из поликарбоната с коэффициентом теплопроводности $0,2 \text{ Вт/(м·К)}$, составила всего $0,1 \text{ К}$. Такой результат объясняется незначительным относительным вкладом термического сопротивления стенки.

Распределение температур в канале охлаждения и двух «сухих» рабочих каналов элементарной ячейки показано на рис. 6.

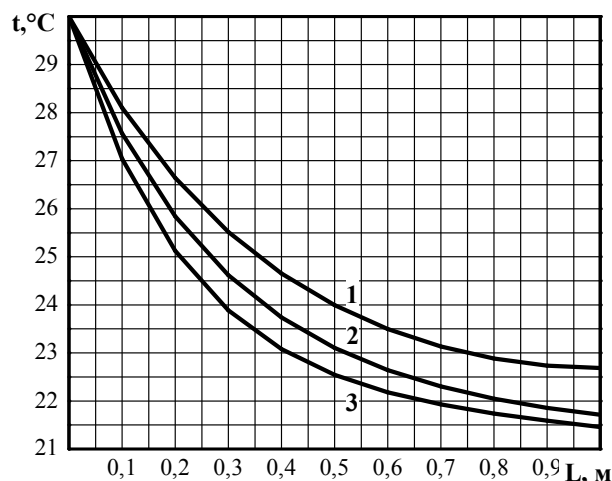


Рис. 6. Распределение температуры по длине каналов: 1 – верхний «сухой»; 2 – канал охлаждения; 3 – нижний «сухой»

Анализ рис. 5 показывает, что температура потока на выходе из канала охлаждения 2 может быть близкой к температуре воздуха на выходе из «сухого» рабочего канала даже в случае, когда рассматривается вариант подачи воды только с одной стороны «влажного» канала. Этим и объясняется несимметричность линий 1 и 3 относительно линии 2. Глубина охлаждения воздуха и эффективность работы теплообменника в целом во многом зависят от температуры воздуха на выходе из «сухого» рабочего канала (этот же воздух входит во «влажный» канал). В случае, когда здесь удастся добиться температуры близкой к температуре точки росы [5], поток в канале охлаждения будет иметь минимальную температуру, превышающую температуру точки росы меньше, чем на градус.

Предварительные расчеты показали, что при охлаждении циклового воздуха ГТП типа Д-336-2 приемлемые аэродинамические потери (до 1500 Па) реализуются при скорости охлаждаемого потока в каналах не более 10 м/с . Косвенно-испарительный теплообменник в схеме ГТП, обеспечивающий расход воздуха 30 кг/с при начальной температуре 30°C и относительной влажности 60% может иметь габариты $4 \times 4 \times 5 \text{ м}$, при скорости потока в канале охлаждения 8 м/с и $7 \times 7 \times 11 \text{ м}$, при скорости – 2 м/с . В первом случае гидравлические потери составили 510 Па , во втором – 290 Па .

С точки зрения удельных (на единицу расхода охлаждаемого воздуха) затрат воды, метод адиабатного увлажнения и косвенно-испарительного охлаждения равноценны при одинаковой величине охлаждения. В обоих случаях отведенная от воздуха теплота идет на испарение воды. Разница состоит в том, что при косвенно-испарительном охлаждении вода испаряется в рабочий поток воздуха, и относительно его расхода удельные затраты воды больше.

Заключение

Выполненные исследования подтвердили преимущества косвенно-испарительного охлаждения по сравнению с адиабатным увлажнением в части получения более низкой, вплоть до точки росы, температуры охлаждаемого воздуха без увеличения его влагосодержания. Последнее представляется даже более важным, так как для реальных атмосферных условий достижимый теоретический температурный выигрыш относительно мал (см. табл. 1). В приведенном диапазоне параметров атмосферного воздуха максимальный выигрыш составляет 5°C при относительной влажности 40% и температуре воздуха 30°C . С уменьшением атмосферной температуры этот выигрыш растет.

Но для ГТП при понижении температуры атмосферного воздуха, во-первых, слабее проявляется падение мощности и, во-вторых, снижаются температурный напор и психрометрический потенциал при практической реализации косвенно-испарительного охлаждения. Кроме того, при характерных для ГТП типа Д-336 расходах воздуха и приемлемых гидравлических потерях габариты косвенно-испарительного теплообменника составляют $4 \times 4 \times 5 \text{ м}$, при массе $19,3 \text{ тонны}$ и более.

Требуется серьезной конструктивной проработки вопрос организации движения рабочего увлажняемого потока в косвенно-испарительном теплообменнике. За счет компрессора ГТП это обеспечить проблематично, а установка для рабочего потока специальной воздухоудовки на входе еще больше усложнит конструкцию системы. Кроме того, обязательно нужно принимать во внимание мощность, требуемую на прокачку этого воздуха и возможность загрязнения стенок теплообменника.

Отмеченное в совокупности с, как правило, сезонным применением систем охлаждения циклового воздуха делает проблематичным применение косвенно-испарительного теплообменника для охлаждения циклового воздуха ГТП.

Литература

1. *Thermodynamic performance as-sessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle* [Электронный ресурс] / H. Caliskan, A. Hepbasl, I. Dincer, V. S. Maisotsenko // *International journal of refrigeration*, 2011 yr. – Режим доступа: <http://www.elsevier.com/locate/ijrefrig>. – 12.03.14.

2. Wani, C. *A Review on potential of Maisotsenko cycle in Energy saving applications using evaporative cooling* [Text] / C. Wani, S. Ghodke, C. Shrivastava // *International Journal of Advance Research in Science, Engineering and Technology*. – 2012. – Vol. 01. – P. 15-20.

3. Maisotsenko, V. S. *The Maisotsenko Cycle for Air Dessiccant Uses Heat Culling* [Text] / V. Maisotsenko L. Gilan // *Intern. Congress of Refrigeration*. – Washington, 2003. – P. 57-59.

4. Lintner, W. *Coolerado Cooler Helps to Save Cooling Energy and Dollars* [Электронный ресурс] /

W. Lintner, S. Parker, R. Robichaud, 2007 yr. – Режим доступа: <http://www.eere.energy.gov/femp/htm>. – 19.03.14.

5. Халатов, А. А. *Термодинамический цикл Май-соценко и перспективы его применения в Украине* [Текст] / А. А. Халатов, И. Н. Карп, Б. В. Исаков // *Вестник Национальной Академии Наук Украины*. – 2013. – № 2. – С. 38-50.

6. Галдин, В. Д. *Центральные системы кондиционирования* [Текст] / В. Д. Галдин. – Омск : СибАДИ, 2009. – 60 с.

7. Jiang, Y. *An indirect evaporative chiller* [Text] / Yi. Jiang, Xiaoyun Xie // *Front. Energy Power Eng. China*. – 2010. – № 4(1). – P. 66–76.

8. Shariaty-Niassar, M. *An Investigation of Indirect Evaporative Coolers, IEC With Respect to Thermal Comfort Criteria* [Text] / M. Shariaty-Niassar, N. Gilani // *Iranian Journal of Chemical Engineerin*. – 2009. – Vol. 6, No. 2 (Spring). – P. 14-28.

Поступила в редакцию 8.06.2014, рассмотрена на редколлегии 16.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, доцент, зав. каф. аэрокосмической теплотехники П. Г. Гакал, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ДО ПИТАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ НЕПРЯМОГО ВИПАРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ ГТП

О. Ю. Лисиця, Д. О. Немченко, І. І. Петухов, Ф. Г. Сорогін

Непряме випарне охолодження з протитоковим рухом повітря є термодинамічно найбільш довершеним способом зниження його температури за рахунок потенціалу навколишнього середовища. Проте ефективність застосування такого охолодження при великих витратах, що характерно для ГТП, вивчена недостатньо. В роботі представлена модель розрахунку процесів в теплообмінних апаратах непрямого випаровування, проаналізовано вплив геометричних та режимних факторів, параметрів атмосферного повітря на їх ефективність. Що стосується охолодження циклового повітря ГТП Д-336-2 порівняно метод непрямого випаровування та адиабатного зволоження, оцінено габарити теплообмінника.

Ключові слова: циклове повітря, випарне охолодження, цикл Майсоценко.

ON EFFICIENCY OF INDIRECT EVAPORATIVE COOLING FOR GTU CYCLIC AIR

A. Y. Lysytsia, D. A. Nemchenko, I. I. Petukhov, F. G. Sorogin

Indirect evaporative cooling with countercurrent flow of air is the most thermodynamics ideal ways for decreasing temperature of air on account atmosphere potential. But efficiency using this cooling for high flow rate typical for GTU, is little researched. The calculation model of process in indirect evaporative heat exchanges is presented; influence geometry and regime factors; atmosphere parameters on efficiency of heat exchanges are analyzed. Indirect evaporative and adiabatic humidification method are compared for cooling of cycle air GTU D-336-2, dimensions of heat exchanges are estimated.

Key words: cycle air, evaporative cooling, Maisotsenko Cycle.

Лисиця Алексей Юрьевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: k205@mail.ru.

Немченко Денис Александрович – студент каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: k205@mail.ru.

Петухов Илья Иванович – канд. техн. наук, доцент каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: ilya2950@gmail.com.

Сорогин Федор Геннадьевич – зам. главного конструктора, ПАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина, e-mail: sku@motorsich.com.