

13. B o g a c h e v a, A. I., Nikitin, M. N., & Shapovalov, A. N. (2011) Steam-Propeller Machine MMV-1000 Supplies the Central Boiler in the City Muravlenko with Electric Energy. *Turbiny i Dizeli* [Turbines and Diesels], 3, 48–51 (in Russian).

14. B a r o n, V. G. (2007) Fairy-Tales and Myths of Modern Heat Technology (Plate Heat Exchangers & Shell-and-Tube Heat Exchanger TTAI). *Energoeffektivnost'* [Energy Efficiency], 2, 17–19 (in Russian).

15. K o s h k i n, N. N., Sakun, I. A., Bambushek, E. M., Bukharin, N. N., Gerasimov, E. D., П'ин, А. Я., Pekarev, V. I., Stukalenko, A. K., & Timofeevskii, L. S. (1985) *Refrigerating Machines*. Leningrad, Mashinostroenie. 510 p. (in Russian).

16. R o m a n u k, V. N., Bobych, A. A., Muslina, D. B., Kolomytskaia, N. A., Bubyр, T. V., & Mal'kov, S. V. (2013) Absorptive Heat Pumps in Heat Power Systems of Industrial Plants for Energy and Financial Costs Saving. *Energiia i Menedzhment* [Energy and Management], 2, 32–37 (in Russian).

Представлена кафедрами
ПТЭ и Т, ТГС и В

Поступила 09.09.2014

УДК 536.42:661.426

МОДЕЛИРОВАНИЕ БАШЕННОЙ ИСПАРИТЕЛЬНОЙ ГРАДИРНИ И ВЛИЯНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ЕЕ РАБОТУ В УСЛОВИЯХ ВЕТРА

**Докт. физ.-мат. наук ДОБРЕГО К. В.¹⁾,
асп. ХЕММАСИАН КАШАНИ М. М.²⁾, студ. ЛАСКО Е. Е.¹⁾**

¹⁾Белорусский национальный технический университет,

²⁾Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси

E-mail: dobreqo@bntu.by

Современные башенные испарительные градирни могут использовать разнообразные аэродинамические элементы (дефлекторы, ветроперегородки и др.) для улучшения тепловой работы, особенно в условиях ветра. В статье численно исследуется влияние завихрителей в надоросительном пространстве и ветроперегородок на производительность башенной испарительной градирни в условиях ветра. В качестве прототипа взята действующая башенная испарительная градирня ТЭС «Ву-Джин», Китай. При расчетах использовали аналогию тепло- и массопереноса, что позволило рассмотреть аэродинамику однофазного потока и выполнить детальные трехмерные расчеты на современных персональных вычислительных машинах. Коэффициент теплоотдачи оросителя и его гидродинамическое сопротивление устанавливали в соответствии с экспериментальными данными по общему расходу воздуха в градирне. Численная модель протестирована с использованием экспериментальных данных.

Продемонстрирована нелинейная зависимость тепловой производительности башенной испарительной градирни от скорости ветра с минимумом (критическая скорость ветра) при $u_{cr} \sim 8$ м/с для моделируемой системы. Использование крестообразных ветроперегородок существенно не изменяет критическую скорость ветра, но улучшает тепловую работу при умеренном и сильном ветре. Совместное использование ветроперегородок и завихрителей в надоросительном пространстве может повысить эффективность башенной испарительной градирни на величину до 20–30 % при угле установки завихрителей $\alpha = 60^\circ$. Расчеты позволяют анализировать аэродинамические структуры,

возникающие в башенной испарительной градирне, и однородность поля скоростей в области оросителя.

Результаты исследования могут быть полезны для оптимизации конструкции градирен, в том числе и перспективных градирен гибридного типа.

Ключевые слова: градирня, математическое моделирование, тепловая эффективность, ветровой поток.

Ил. 11. Библиогр.: 23 назв.

SIMULATION OF COOLING TOWER AND INFLUENCE OF AERODYNAMIC ELEMENTS ON ITS WORK UNDER CONDITIONS OF WIND

DOBREGO K. V.¹⁾, HEMMASIAN KASHANI M. M.²⁾, LASKO E. E.¹⁾

¹⁾Belorussian National Technical University,

²⁾A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy
of Sciences of Belarus

Modern Cooling Towers (CT) may utilize different aerodynamic elements (deflectors, windbreak walls etc.) aimed to improvement of its heat performance especially at the windy conditions. In this paper the effect of flow rotation in overshower zone of CT and windbreak walls on a capacity of tower evaporating unit in the windy condition is studied numerically. Geometry of the model corresponds to real Woo-Jin Power station, China. Analogy of heat and mass transfer was used that allowed to consider aerodynamic of one-dimension flow and carried out detailed 3D calculations applying modern PC. Heat transfer coefficient of irrigator and its hydrodynamic resistance were established according to experimental data on total air rate in cooling tower. Numerical model is tested and verified with experimental data.

Nonlinear dependence of CT thermal performance on wind velocity is demonstrated with the minimum (critical wind velocity) at $u_{cr} \sim 8$ m/s for simulated system. Application of windbreak walls does not change the value of the critical wind velocity, but may improve performance of cooling unit at moderate and strong wind conditions. Simultaneous usage of windbreak walls and overshower deflectors may increase efficiency up to 20–30 % for the deflectors angle $\alpha = 60^\circ$. Simulation let one analyze aerodynamic patterns, induced inside cooling tower and homogeneity of velocities' field in irrigator's area.

Presented results may be helpful for the CT aerodynamic design optimization, particularly, for perspective hybrid type CTs.

Keywords: cooling tower, numerical simulation, thermal efficiency, cross wind.

Fig. 11. Ref.: 23 titles.

Введение. Башенные испарительные градирни (БИГ) являются важнейшим элементом системы охлаждения воды КЭС и АЭС. Для охлаждения воды, поступающей из конденсатора турбинных установок, используется как теплота, так и массообмен. Горячая вода разбрызгивается над оросителем, обладающим большой площадью поверхности, и, стекая по нему, отдает теплоту в воздушный поток. При этом имеет место испарение воды, и относительная влажность воздуха приближается к 100 %. Теплота ис-

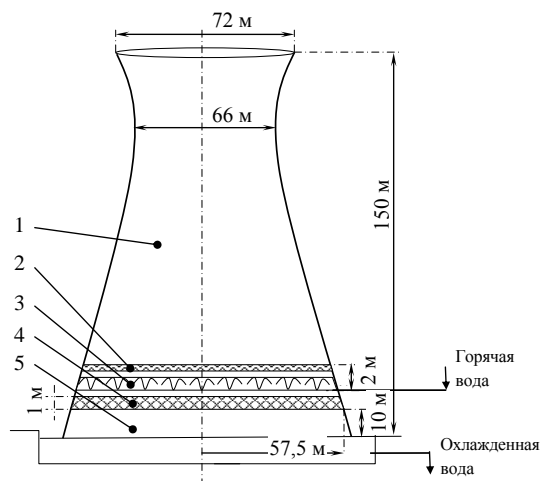


Рис. 1. Схема башенной испарительной градирни:

- 1 – надоросительное пространство;
- 2 – каплеуловитель; 3 – разбрызгиватель;
- 4 – ороситель; 5 – зона дождя; 6 – бассейн

парения влаги изымается из потока воды, приводя к снижению ее температуры. Далее вода в капельно-струйном виде попадает в бассейн БИГ и направляется обратно в конденсатор (рис. 1).

Расход охлаждающей воды в современных тепловых станциях может достигать 100 т/ч, при этом до 1,5–2,0 % воды может теряться в процессе испарения.

Конвекция в БИГ обеспечивается архимедовыми силами, которые определяются процессами тепло- и массообмена и внешними метеорологическими условиями. Ветер – один из важнейших факторов, влияющих на производительность БИГ. Его воздействие на работу БИГ имеет сложный характер: оно нелинейно и связано с процессами внутренней аэродинамики БИГ. Исследования показывают, что полный расход паровоздушной смеси и отбираемая от теплоносителя энергия нелинейно зависят от ветра при его малых скоростях, затем уменьшаются с ростом скорости ветра из-за «запирания» выходного сечения вихревыми образованиями, а также сквозного продувания пространства под оросителем (зоны дождя). Такое уменьшение производительности продолжается вплоть до критической скорости ветра u_{cr} , а при дальнейшем увеличении скорости ветра производительность БИГ растет.

Ряд статей посвящен исследованию влияния ветра на работу БИГ и методам улучшения ее работы в условиях ветра [1–8]. Среди таких методов – установка ветропреградительных стенок и направляющих щитов во входном окне БИГ [6–8], которые исследовались экспериментально [6, 8] и посредством методов CFD [7]. Было продемонстрировано улучшение тепловой работы БИГ при использовании ветропреградительных стенок. Следует отметить, что адекватное исследование указанных технических решений на уменьшенных моделях БИГ затруднительно вследствие невозможности удовлетворить всем необходимым критериям подобия системы. Постановка же экспериментов на реальных БИГ требует больших финансовых затрат и характеризуется относительно высокой погрешностью из-за больших геометрических размеров системы и нестабильности факторов окружающей среды. Аналитическое исследование тепло- и массообмена в БИГ ограничено относительно простыми физическими постановками задач и не охватывает всего комплекса транспортных и аэродинамических процессов в БИГ. Дерксен и Бендер [3–5] исследовали влияние ветра на тепловую работу БИГ при помощи экспериментов в аэродинамической трубе и численного моделирования. Последние достижения в вычислительной гидродинамике позволяют проводить разнообразные параметрические исследования БИГ с высокой степенью достоверности [9–12].

Из известных методов управления аэродинамикой БИГ крупномасштабное завихрение потока является относительно легкорезализуемым [13], и поэтому может рассматриваться как наиболее перспективный метод. Аэродинамике паровоздушного потока в надоросительном пространстве БИГ не уделялось существенного внимания исследователей [14] ввиду малого вклада процессов в этой зоне БИГ в суммарный тепло- и массообмен. Однако недавно [11] вопрос о влиянии вращения потока на тепло- и массообмен в надоросительном пространстве получил освещение. Было показа-

но, что вращение потока интенсифицирует тепло- и массообмен и приводит к смещению зоны конденсации к периферии БИГ.

В статье исследуется влияние аэродинамических элементов БИГ, таких как ветропреградительные стенки в зоне дождя и дефлекторы в надоросительном пространстве, на производительность БИГ в условиях ветровых нагрузок. С этой целью использовано трехмерное моделирование системы стандартными средствами CFD [15]. Верификация программных средств и моделей проведена при помощи экспериментальных данных, полученных для Минской ТЭЦ-4. Полную мощность теплоотдачи вычисляли как функцию скорости ветра для различных аэродинамических конфигураций БИГ. В частности, варьировали угол установки дефлекторов в надоросительном пространстве. Рассматривали комбинированное использование дефлекторов в надоросительном пространстве и ветропреградительных стенок в зоне дождя. Результаты исследования могут быть использованы для оптимизации конструкций действующих и вновь проектируемых БИГ.

Постановка задачи. В качестве прототипа для исследований взята БИГ тепловой электрической станции «Ву-Джин» в Шанхае (Китай), имеющая высоту 150 м, диаметр основания 114 м и высоту входных окон 10 м (рис. 1). Расчетный домен представлял собой цилиндр с радиусом и высотой 500 м (рис. 2). Домен разбивали на 1,8 млн структурированных и неструктурированных (гибридных) ячеек. Размер сетки обеспечивал устойчивую сходимость итераций и сохранялся одним и тем же для всех расчетных вариантов. Размер ячеек плавно увеличивался от стенок градири к периферии расчетной области.

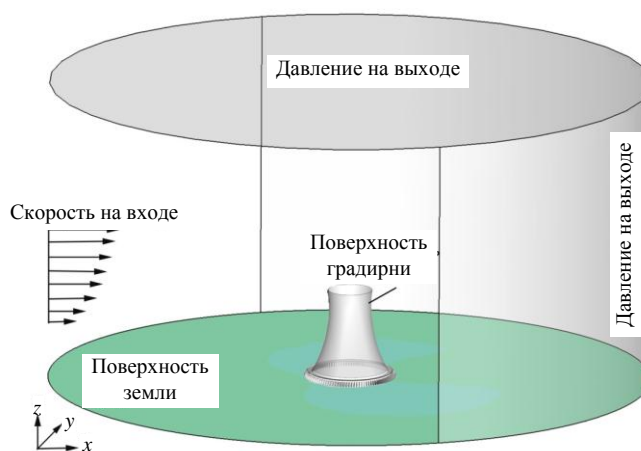


Рис. 2. Вычислительный домен и граничные условия

Рассматривали три конфигурации системы: БИГ без дополнительных аэродинамических элементов (рис. 3а), БИГ, оснащенная дефлекторами в надоросительном пространстве (рис. 3б), и БИГ, оснащенная ветропреградительными стенками и дефлекторами в надоросительном пространстве одновременно (рис. 3в). Углы установки дефлекторов α составляли 90° , 70° , 60° , 52° и 45° (измерены от горизонтальной плоскости). Высота ветропреградительных стенок равнялась высоте входных окон БИГ.

Распределение скорости ветра по высоте моделировали в соответствии с формулой [16]

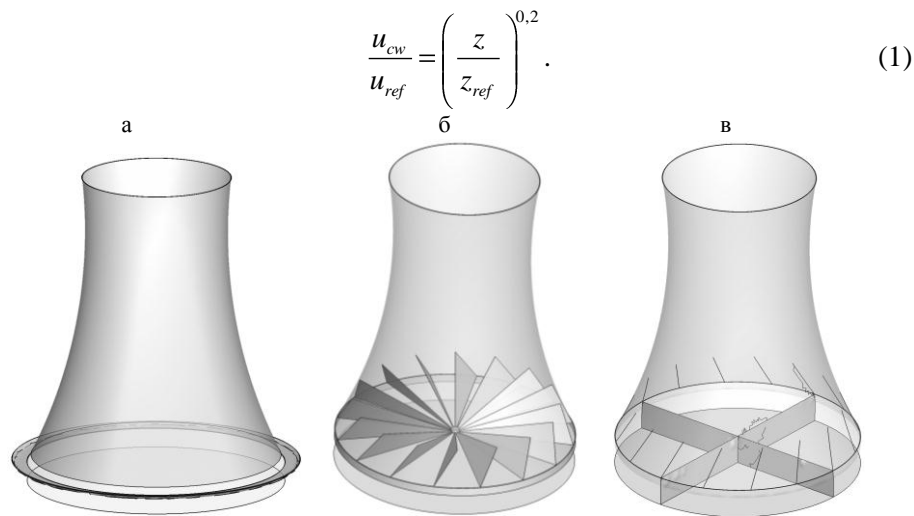


Рис. 3. Схемы БИГ: а – общий вид; б – модель с 16 дефлекторами; в – с дефлекторами и ветропреградительными стенками

Опорная величина скорости u_{ref} соответствует скорости ветра на высоте 10 м над землей [16]. Она приводится на всех представленных далее в статье графиках в качестве независимой переменной. Расчеты проводили для значений u_{ref} в диапазоне от 0 до 12 м/с.

Ороситель вместе с сопряженными элементами (опоры оросителя, трубопроводы, каплеуловители) моделировали при помощи встроенной во Fluent^(R) модели «радиатора». Температуру «радиатора» принимали постоянной. Два основных параметра, характеризующих «радиатор», – коэффициент газодинамического сопротивления и коэффициент теплоотдачи – оценивали на основании экспериментальных данных. Потерю давления на «радиаторе» выражали через коэффициент аэродинамического сопротивления k_f , плотность паровоздушного потока и нормальную к нему скорость [17]

$$\Delta p = k_f \frac{1}{2} \rho v^2. \quad (2)$$

Согласно [18], эффективные коэффициенты сопротивления опорных конструкций, трубопроводов, опор оросителя и каплеуловителя принимали: $k_{tsh} = 0,5$; $k_{spm} = 0,5$; $k_{fs} = 0,5$ и $k_{de} = 3,0$ соответственно. Суммарный эффективный коэффициент сопротивления «радиатора» был получен как сумма перечисленных выше коэффициентов: $k_f = k_{tsh} + k_{spm} + k_{fs} + k_{de} = 4,5$.

Коэффициент теплоотдачи радиатора h_{th} непосредственно связан с величиной конвективного потока. Его величина была получена путем настройки расчетного значения потока паровоздушной смеси на экспериментально полученную величину этого потока [19] при заданных внешних условиях.

Зону дождя БИГ моделировали как высокопористую среду. Пористость была определена исходя из объема капель воды при заданном его расходе

и средней скорости падения и составила $m = 0,998$ для стандартных расчетных параметров задачи. Потери импульса потока при взаимодействии с каплями рассчитывали в соответствии с моделью пористой среды FLUENT.

Математическая постановка задачи. В соответствии с принятой моделью [15] движение газа моделировали в квазистационарном эйлеровом приближении. Рассматривали однофазный паровоздушный поток, использовали « k - ϵ »-модель турбулентности. Задача описывалась уравнениями неразрывности Навье – Стокса для несжимаемой вязкой жидкости и уравнением сохранения энергии:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{v}) = 0; \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{v}) + \nabla(\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = -\nabla P + \nabla \bar{\boldsymbol{\tau}} + \rho \mathbf{g} + \mathbf{F}; \quad (4)$$

$$\bar{\boldsymbol{\tau}} = \mu \left[\nabla \mathbf{v} + \nabla \mathbf{v}^T - \frac{2}{3} \nabla \mathbf{v} \mathbf{I} \right]; \quad (5)$$

$$\frac{\partial E}{\partial t} + \nabla(\mathbf{v}(E + P)) = 0, \quad (6)$$

где \mathbf{I} – единичный тензор; второе слагаемое в правой части (5) представляет эффект объемной вязкости.

Модель не включает расчет теплоты фазовых переходов. Поэтому для определения полного теплового баланса в системе принимали гипотезу эквивалентности (анalogии) тепло- и массопереноса в зоне оросителя и дождя. Формально гипотеза записывается как

$$Q^{th} + Q^{lat} = Q^{tot} = \kappa Q^{th}, \quad (7)$$

где Q^{th} – поток теплоты, связанный с конвекцией и теплопроводностью; Q^{lat} – поток теплоты, связанный с фазовым переходом; κ – константа.

Гипотеза эквивалентности широко применяется для подобных систем в случае низкой интенсивности испарения при режимах, далеких от кипения. Критерий применимости гипотезы может быть записан в виде [20]

$$b = \frac{j_{ci}}{\rho \omega_0 St_0} < 0,1, \quad (8)$$

где j_{ci} – поток массы, образуемой в процессе испарения нормально к поверхности фазового перехода; ρ – плотность жидкости; ω_0 – скорость потока на удалении от поверхности испарения (вне пограничного слоя); St_0 – число Стэнтона в отсутствии переноса массы.

Оценки показывают, что для условий оросителя БИГ $b \approx 10^{-3} \ll 0,1$, а следовательно, гипотеза эквивалентности применима. Константа κ в уравнении (7) на основании данных [17] оценена как $\kappa = 2,86$.

Влиянием перемены влажности паровоздушного потока на его плотность и архимедову силу пренебрегали. Граничные условия задавались на границах

расчетного домена и твердых поверхностей системы. Компоненту скорости в направлении ветра приравнивали к скорости ветра, а остальные компоненты – к нулю на поверхности втока в домен (рис. 2). Вертикальное распределение скорости ветра устанавливали согласно (1).

Температура воздуха на входе была равна $T_a = 297,15$ К. Давление на верхней границе домена задавали постоянным. В условиях штиля $u_{ref} = 0$ задавали граничные условия по давлению. На поверхности втока:

$$v_x|_{inlet} = u_{cw}; \quad v_y|_{inlet} = 0; \quad v_z|_{inlet} = 0; \quad T|_{inlet} = T_{amb} = 297,15 \text{ К.} \quad (9)$$

На верхней границе ($H = 500$ м):

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial v_x}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial v_y}{\partial z} = 0; \quad T = T_{amb} = 297,15 \text{ К.} \quad (10)$$

Условия на выходной границе расчетного домена:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0; \quad T = T_{amb} = 297,5 \text{ К.} \quad (11)$$

Для границ твердых поверхностей, таких как земля, корпус БИГ, дефлекторы, стенки ветропреградителей, установлены условия прилипания. Приведенная модель использовалась в [21, 22] и верифицировалась на основании экспериментальных данных по величине паровоздушного потока, полученных для Минской ТЭЦ-4 [23].

Результаты и выводы. Двумерные контуры поля температур на высоте $h = 30$ м приведены на рис. 4, 5 для БИГ конфигураций «б» и «в» (рис. 3). Вариация температуры по сечению δT , характеризующая неоднородность теплоотдачи оросителя, а также аэродинамическое смещение в надоросительном пространстве, представлена на рис. 4, 5.

Расчеты показывают, что увеличение скорости ветра в общем случае приводит к росту вариации температуры в сечении. В то же время навешенное дефлекторами вращение потока снижает эту вариацию. В условиях штиля все конфигурации БИГ («а», «б» и «в», рис. 3) генерируют схожие картины распределения температуры. Возмущения температуры, генерируемые дефлекторами, незначительны. Даже слабый ветер приводит к заметной потере осевой симметрии потока и поля температур и увеличению вариации температуры по сечению (рис. 4, 5, левая колонка). Вариация температуры более значительна при использовании ветропреградительной стенки. Анализ показывает, что система с конфигурацией «в», включающая как ветропреградительные стенки, так и дефлекторы в надоросительном пространстве, более эффективна для гомогенизации температуры по сравнению с системой «б». Можно заметить, что в этом случае аэродинамическая картина потока возмущена сильнее. В результате вращение потока приводит к уменьшению вариации температуры в случае достаточно сильного вращение ($\alpha = 60^\circ$ и 45°).

Для того чтобы характеризовать работу БИГ, авторами рассчитан общий массовый расход паровоздушной смеси G_a . Величина расхода является интегральным показателем, отражающим как эффективность теплообмена в БИГ, так и ее аэродинамические качества, в том числе и при

взаимодействии с ветром. Данные зависимости полного расхода паровоздушной смеси от скорости ветра u_{ref} приведены на рис. 6. Из рисунка видно, что схожие тенденции дорминируют при всех значениях углов установки дефлекторов.

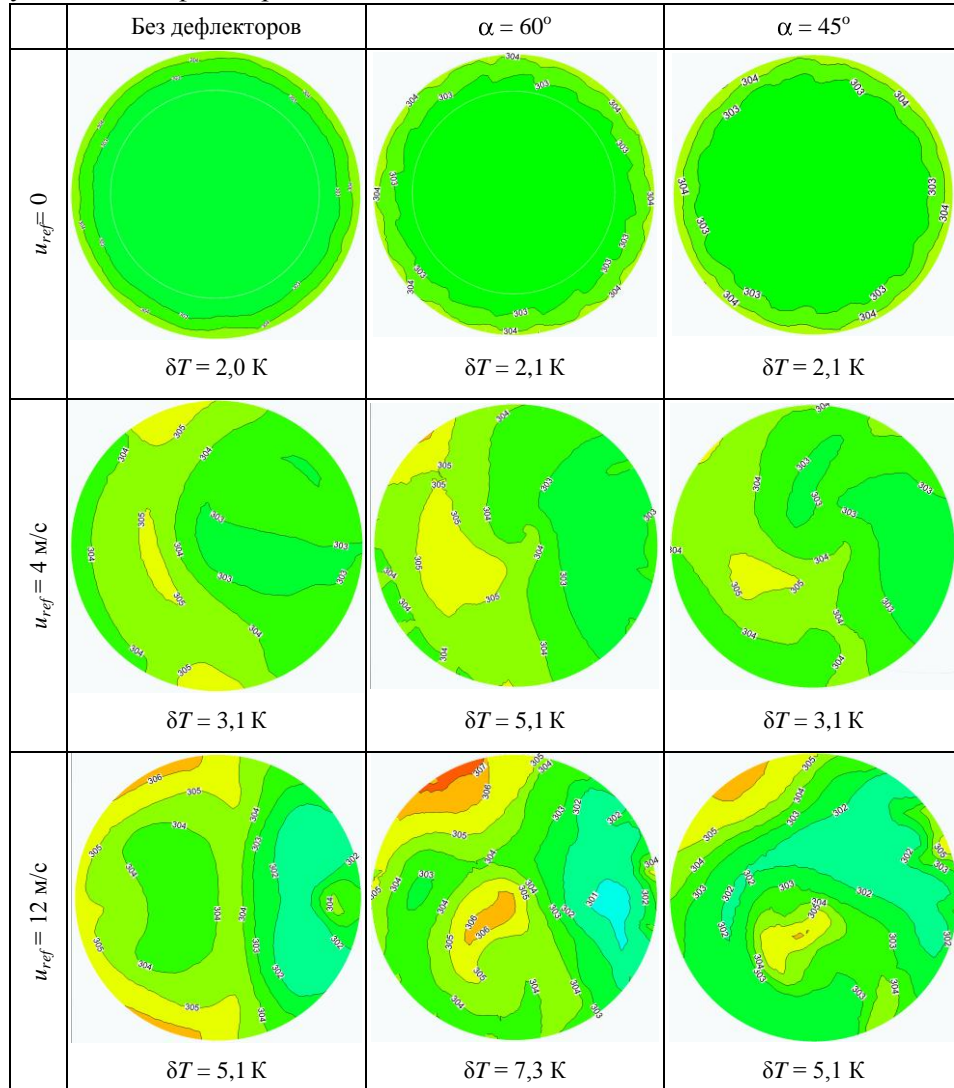
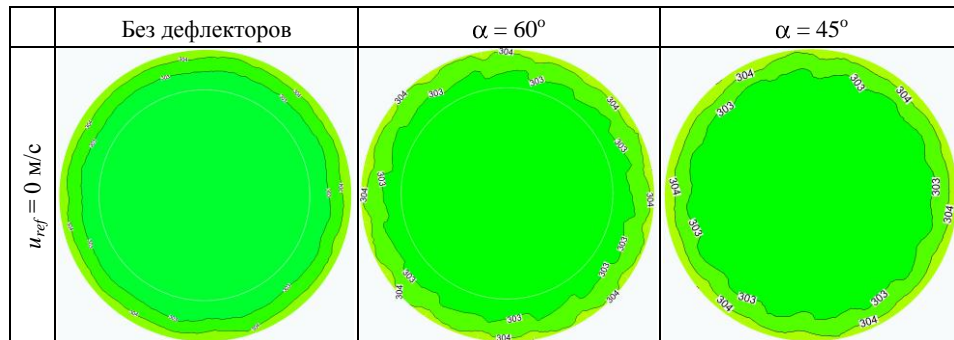


Рис. 4. Поля температуры газовой фазы в горизонтальном сечении БИГ ($h = 30 \text{ м}$), вариация температуры δT при различных скоростях ветра, конфигурация «б»



	$\delta T = 2,0 \text{ K}$	$\delta T = 2,1 \text{ K}$	$\delta T = 2,1 \text{ K}$
--	----------------------------	----------------------------	----------------------------

Рис. 5. Поля температуры газовой фазы в горизонтальном сечении БИГ ($h = 30 \text{ м}$) при различных скоростях ветра, конфигурация «в» (см. окончание на с. 55)

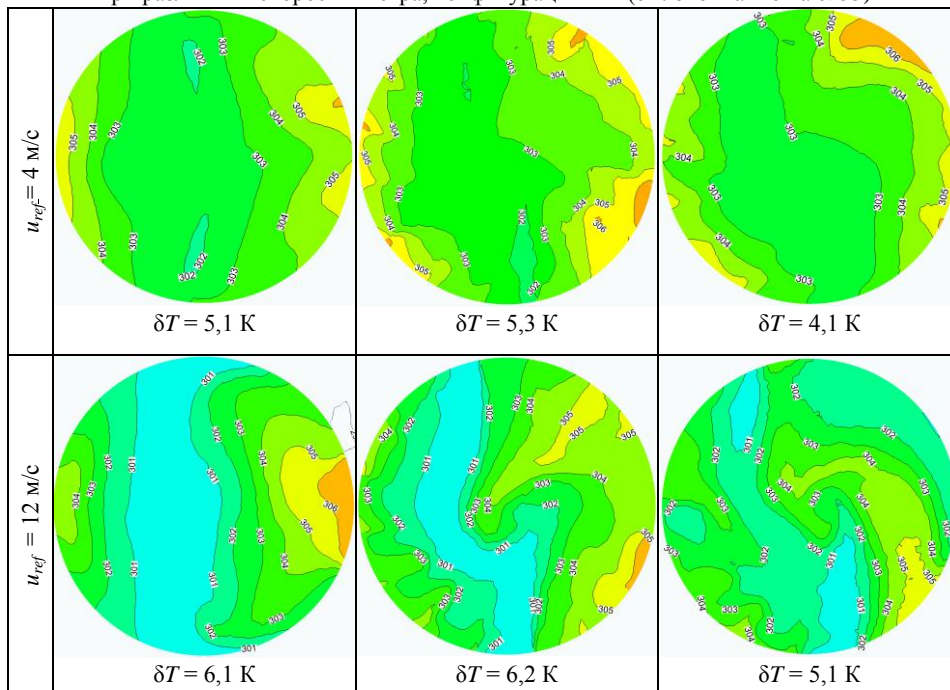


Рис. 5. Окончание

Значения G_a достаточно близки, по крайней мере, при малых скоростях ветра. Тем не менее можно заключить, что при малых углах установки дефлекторов $\alpha < 45^\circ$ наблюдается некоторое торможение потока. Угол установки дефлекторов $\alpha \sim 60^\circ$ обеспечивает увеличенный расход воздуха при среднем и сильном ветре.

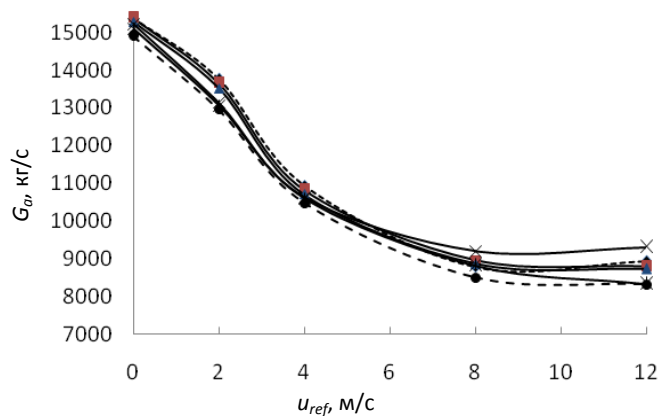


Рис. 6. Полный массовый расход воздуха в градирне (кг/с) как функция скорости ветра, конфигурация системы «б»: ---♦--- без дефлекторов; —■— $\alpha = 90^\circ$; —▲— $\alpha = 70^\circ$; —×— $\alpha = 60^\circ$; —*— $\alpha = 52^\circ$; ---●--- $\alpha = 45^\circ$

Мощность теплоотдачи теплоносителя – основной параметр, характеризующий тепловую работу градирни. Данный параметр тесно связан, но не эквивалентен полному массовому потоку охлаждающего воздуха G_a ввиду неоднородности поля скоростей потока в сечении оросителя. Так, на рис. 7 легко видеть, что полная мощность теплоотдачи при угле установки дефлектора $\alpha = 45^\circ$ (сильное вращение) и скорости ветра $u_{ref} = 12$ м/с максимальна, несмотря на то что полный расход воздуха относительно низок при таких же внешних условиях.

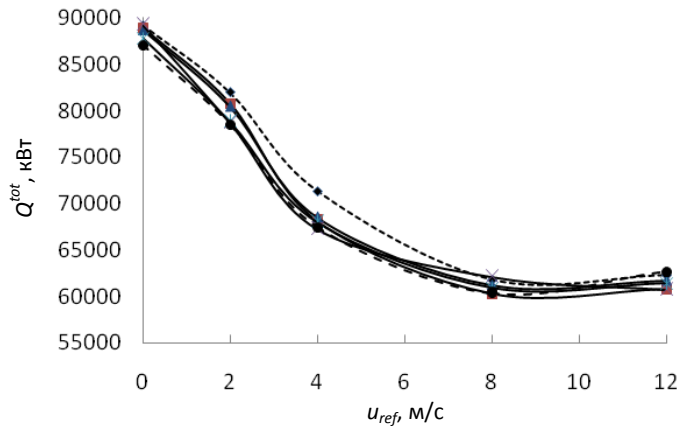


Рис. 7. Мощность теплоотдачи теплоносителя в градирне как функция скорости ветра, конфигурация «б» (обозначения такие же, как на рис. 6)

Неоднородность поля скоростей паровоздушного потока на выходе из градирни может быть охарактеризована безразмерным отношением амплитуды z – (компоненты скорости в выходном сечении) к ее характерному значению $\xi = (v_{z,max} - v_{z,min})/v_{z,max}$. Зависимость параметра ξ от величины скорости ветра представлена на рис. 8. Графики показывают, что наведенное вращение потока приводит к росту неоднородности ξ в условиях сильного ветра. При скоростях ветра, близких к критическому значению $u_{ref} \sim 8$ м/с, вращение потока уменьшает неоднородность скорости потока ξ .

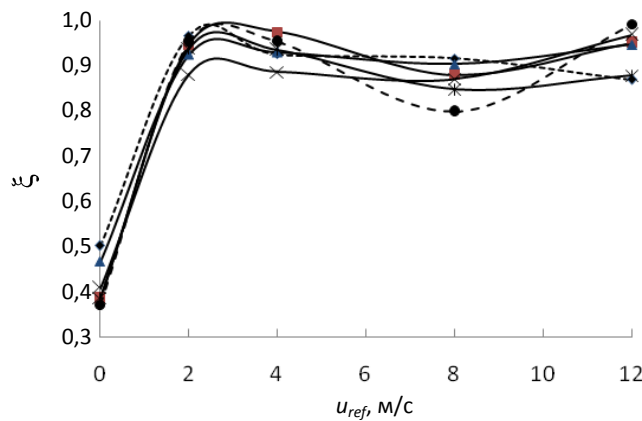


Рис. 8. Параметр неоднородности скорости на выходе из БИГ как функция скорости ветра, конфигурация «б» (обозначения такие же, как на рис. 6)

Рассмотрим вариант конфигурации градирни «в», когда ветропреградительные стенки установлены одновременно с дефлекторами в надоросительном пространстве. Расчеты показывают, что такая конфигурация существенно меняет работу БИГ (рис. 9–11).

Значение критической скорости ветра снижается с 8 до 4–6 м/с, и одновременно амплитуда функций $G_a = f(u_{ref})$ (рис. 6, 9) уменьшается на 3000 кг/с. Амплитуда изменения мощности теплоотдачи как функции скорости ветра $Q^{tot} = f(u_{ref})$ уменьшается соответственно.

Данные, представленные на рис. 9 и 10, показывают, что угол установки дефлекторов $\alpha = 45^\circ$ обеспечивает наилучшие условия работы БИГ при среднем и сильном ветре. Этот эффект требует более детального анализа и, в частности, исследования влияния геометрических параметров ветрозаградительных стенок на работу БИГ. Заметим, что недавние исследования влияния высоты ветрозаградительных стенок на производительность БИГ [22] показали: наилучшие характеристики достигаются при высоте стенок $h_{pw} = 2/3H$.

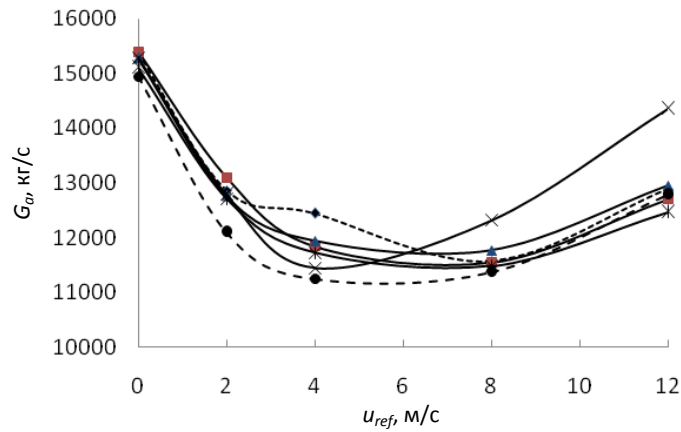


Рис. 9. Полный массовый расход паровоздушного потока в градирне как функция скорости ветра, конфигурация «в» (обозначения такие же, как на рис. 6)

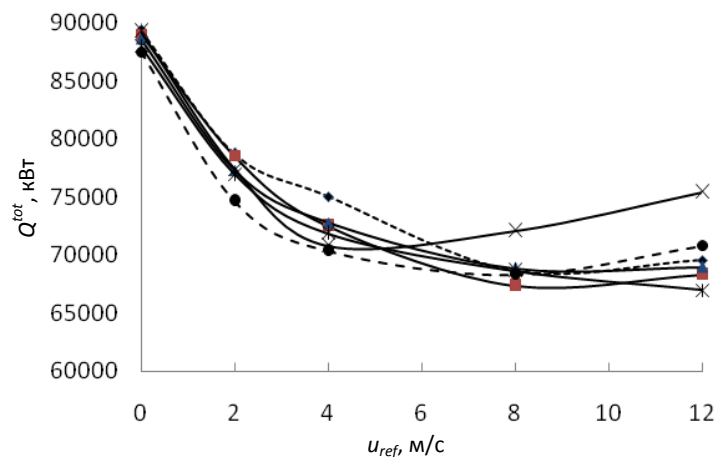


Рис. 10. Мощность теплоотдачи теплоносителя в градирне как функция скорости ветра, конфигурация «в» (обозначения такие же, как на рис. 6)

Данные по однородности скорости потока в выходном сечении БИГ демонстрируют существенную неоднородность, вносимую ветропреградительными стенками в условиях штиля. Видно также, что дефлекторы компенсируют эту неоднородность. Других принципиальных различий между конфигурациями «б» и «в» (рис. 3) в этом смысле нет.

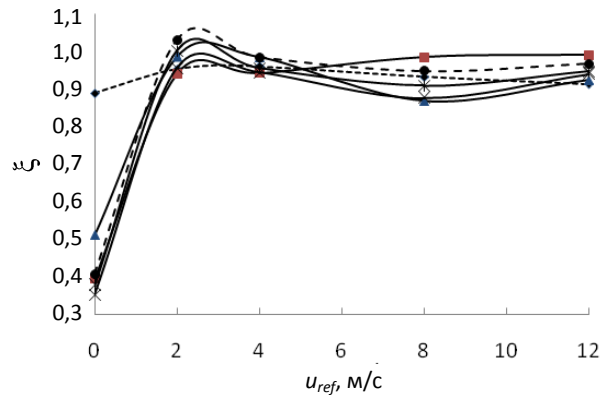


Рис. 11. Параметр неоднородности скорости на выходе из БИГ как функция скорости ветра, конфигурация «в» (обозначения такие же, как на рис. 6)

ВЫВОДЫ

1. Проведено трехмерное моделирование работы башенной испарительной градирни в условиях ветра. Рассмотрены новые конструктивные решения по аэродинамическому регулированию работы градирни, сделан вывод о качественном и количественном влиянии дефлекторов в надоросительном пространстве башенной испарительной градирни, ветроперегородок, а также их комбинации на теплоотдачу теплоносителя. Принятая оригинальная модель использует ряд допущений: предположение об эквивалентности тепло- и массообмена, представление системы оросителя, водораспределения, каплеулавителей идеализированной моделью «радиатора» и другие, позволяющие снизить вычислительные затраты. При этом модель является адекватной, самосогласованной, способной моделировать работу БИГ при различных внешних условиях (погода, окружающие строения, ландшафт и т. п.).

2. Продемонстрирована нелинейная зависимость тепловой производительности башенной испарительной градирни от скорости ветра с минимумом (критическая скорость ветра) при $u_{cr} \sim 8$ м/с для моделируемой системы. Использование крестообразных ветроперегородок существенно не изменяет критическую скорость ветра, но улучшает тепловую работу при умеренном и сильном ветре. Совместное использование ветроперегородок и завихрителей в надоросительном пространстве может повысить эффективность башенной испарительной градирни на величину до 20–30 % при угле установки завихрителей $\alpha = 60^\circ$. Расчеты позволяют анализировать аэродинамические структуры, возникающие в БИГ, и однородность поля скоростей в области оросителя.

3. Результаты исследования могут быть полезны для оптимизации конструкции градирен, в том числе и перспективных градирен гибридного типа. Интересным направлением последующих исследований представляется

изучение влияния на аэродинамику и теплообмен башенной испарительной градирни вращения потока, наведенного при помощи специальной ориентации разбрызгивателей.

Перечень принятых обозначений

G_a – массовый расход воздуха, кг/с; $G_{a,0}$ – массовый расход воздуха в условиях шторма, кг/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; H – высота входного окна БИГ, м; h_{bw} – высота ветроперегородок, м; j_{ci} – поток массы, нормальный к границе раздела фаз, кг/м²/с; κ – константа; m – пористость среды; p – давление, Па; Q – тепловая мощность, кВт; Q^{th} – мощность конвективно-кондуктивной теплоотдачи, кВт; Q^{lat} – мощность теплоотдачи, связанной с парообразованием, кВт; St_0 – число Стэнтона в отсутствии массопереноса; S_m – площадь входного окна градирни, м²; T – температура, К; u_{cw} – скорость ветра, м/с; u_{ref} – опорная величина скорости в (1); u_{cr} – критическое значение ветра, м/с; v – скорость, м/с; μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с; η_{th} – коэффициент теплоотдачи, Вт·м²/К; ρ – плотность, кг/м³; ω_0 – скорость потока вне пограничного слоя, м/с.

Индексы: *ave* – среднее значение; *a* – воздух; *tot* – суммарное значение; *i* – начальное (стандартное) значение; *w* – вода; *o* – выходное сечение; *cw* – ветер.

ЛИТЕРАТУРА

1. M i n g G a o, Feng-Zhong Sun, Kai Wang, Yue-tao Shi, & Yuan-bin Zhao. (2008) Experimental Research of Heat Transfer Performance on Natural Draft Counter Flow wet Cooling Tower Under Cross-Wind Conditions. *International Journal of Thermal Sciences*, 47, 935–941.
2. C a y t a n, Y. & Fabre, L. (1989) Wind Effects on the Performance of Natural Draft Wet Cooling Towers, Comparison of Constructors Proposals and Realization of Performance Control Tests. *International Cooling-Tower Conference. Proceedings*, 21 (17), Ref. Number 21068013.
3. B e n d e r, T. J., Bergstrom, D. J., & Rezkallah, K. S. (1996) A Study on the Effects of Wind on the Air Intake Flow Rate of a Cooling Tower: Part 3. Numerical Study. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 64 (1), 73–88. doi: 10.1016/S0167-6105(96)00085-2.
4. D e r k s e n, D. D., Bender, T. J., Bergstrom, D. J., & Rezkallah, K. S. (1996) A Study on the Effects of Wind on the Air Intake Flow Rate of a Cooling Tower: Part 1. Wind Tunnel Study. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 64 (1), 47–59. doi: 10.1016/S0167-6105(96)00084-0.
5. B e n d e r, T. J., Bergstrom, D. J., & Rezkallah, K. S. (1996) A Study on the Effects of Wind on the Air Intake Flow Rate of a Cooling Tower: Part 2. Wind all study. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 64 (1), 61–72. doi: 10.1016/S0167-6105(96)00083-9.
6. M a d a d n i a, J., Koosha, H., & Mirzaei, M. (2008) Effect of Wind Break Walls on Performance of a Cooling Tower Model. *Mech. & Aerospace Eng. Journal*, 3 (4), 61–67.
7. A l - W a k e d, R., & Behnia, M. (2005) The Effect of Windbreak Walls on the Thermal Performance of Natural Draft Dry Cooling Towers. *Heat Transfer Engineering*, 26 (8), 50–62. doi: 10.1080/01457630591003763.
8. W a n g, K., Sun, F. Z., Zhao, Y. B., Gao, M., & Ruan, L. (2010) Experimental Research of the Guiding Channels Effect on the Thermal Performance of Wet Cooling Towers Subjected to Crosswinds-Air Guiding Effect on Cooling Tower. *Applied Thermal Engineering*, 30 (5), 533–538. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2009.10.015.
9. A l - W a k e d, R. (2010) Crosswinds Effect on the Performance of Natural Draft Wet Cooling Towers. *International Journal of Thermal Sciences*, 49 (1), 218–224. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2009.07.012.
10. W a n g, K., Sun, F. Z., Zhao, Y. B., Gao, M., & Shi, Y. T. (2008) Three-Dimensional Regularities of Distribution of Airinlet Characteristic Velocity in Natural-Draft Wet Cooling Tower. *Journal of Hydrodynamics*, 20 (3), 323–330.
11. H e m m a s i a n Kashani, M. M., & Dobrego, K. V. (2013) Heat and Mass Transfer in the Over-Shower Zone of a Cooling Tower with Flow Rotation. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 86 (6), 1490–1499.
12. A l - W a k e d, R., & Behnia, M. (2006) CFD Simulation of Wet Cooling Towers. *Applied Thermal Engineering*, 26 (4), 382–395. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2005.06.018.

13. V l a s o v, A. V., Vykhot, S. O., Ganzha, V. A., Davydenko, V. F., Dashkov, G. V., Dikun, V. S., Zhdanov, V. L., Slizhevskaya, Y. M., Pavlyukevich, N. V., Solodukhin, A. D., Fisenko, S. P., & Homich, A. S. (1993) *Cooling Tower*. Patent of the RB No 1293.
14. H e m m a s i a n Kashani, M. M., & Dobrego, K. V. (2013) Heat and Mass Transfer in Natural Draft Cooling Towers. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 86 (5), 1072–1082. doi: 10.1007/s10891-013-0930-z.
15. A N S Y S[®] Academic Research, Release 14.5, Help System, FLUENT, ANSYS, Inc.
16. P a n o f s k y, H. A., & Dutton, J. A. (1984) *Atmospheric Turbulence: Models and Methods for Engineering Applications*. New York, Wiley Press.
17. P e t r u c h i k, A., & Fisenko, S. (2001) Simulation of Natural Draft Cooling Tower Performance. The 12th IAHR Symposium in Cooling Tower and Heat Exchangers. Sydney, Australia, 80–86.
18. K r ö g e r, D. G., (2004) *Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers. Vol. 1*. USA: PennWell Books.
19. V l a s o v, A. V., Dashkov, G. V., Solodukhin, A. D., & Fisenko, S. P. (2002) Investigation of Internal Aerodynamics of Evaporative Cooling Tower. *Inzhenerno-Fizicheskii Zhurnal [Journal of Engineering Physics and Thermophysics]*, 75 (5), 64–68 (in Russian). (И с л е д о в а н и е внутренней аэродинамики башенной испарительной градирни / А. В. Власов [и др.] // ИФЖ. – 2002. – Т. 75 (5). – С. 1086–1091.)
20. I s a c h e n k o, V. P., Pavlovich, V. I., Osipova, V. A., & Sukhomel, A. S. (1981) *Heat Transfer*. Moscow, Energy, 292–294 (in Russian). (Т е п л о о б м е н: учеб. для вузов / В. П. Исаченко [и др.]. – М.: Энергия, 1981. – С. 292–294. В печати.)
21. H e m m a s i a n Kashani, M. M., & Dobrego, K. V. (2014) Influence of Flow Rotation Within a Cooling Tower on the Aerodynamic Interaction with Crosswind Flow. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 87 (2), 376–383. doi: 10.1007/s10891-014-1023-3.
22. H e m m a s i a n Kashani, M. M., & Dobrego, K. V. (2014) Effect of Inlet Windows Deflectors and Windbreak Walls Height on Performance of Natural Draft Cooling Tower under Cross Wind Condition, *Heat Transfer Research*, in print.
23. S o l o d u k h i n, A. D., & Dashkov G. V. (2011) Research Report № 20113267, A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of National Academy of Sciences of Belarus, Minsk. (In Russian, Unpublished). (О т ч е т о НИР № 20113267 / А. Д. Солодухин [и др.]; Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси, Минск, 2011.)

Представлена кафедрой
ПТ и Т

Поступила 07.07.2014

УДК 537.21

ЧИСЛЕННОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОЙ РАБОТЫ U-ОБРАЗНОГО ВЕРТИКАЛЬНОГО ГРУНТОВОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Асп. ФИЛАТОВ С. О.

Белорусский государственный технологический университет

E-mail: filatau@tyt.by

Разработана численная модель нестационарного теплового режима вертикального грунтового теплообменника, позволяющая установить изменение во времени его основных параметров: теплового потока, температуры теплоносителя на выходе, усредненное распределение температуры в прилегающем грунте. Предлагаемый подход основан на решении уравнения теплопроводности в нестационарной плоской осесимметричной постановке с граничными условиями, учитывающими параметры грунтового теплообменника и температурный режим грунта на удалении. Решение проводили по методу конечных разностей. Достоверность разработанной модели подтверждается