

УДК 536.2; 621.11

ВЛИЯНИЕ ИЗЛУЧЕНИЯ И ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ НА АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ ПОТОК И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ОБОГРЕВАЕМОЙ ТЕПЛИЦЕ ТУННЕЛЬНОГО ТИПА

С. Зеруал, С. Бугул, Х. Бенмусса

Университет Батна 2, 05000 Батна, Алжир

E-mails: samra.zeroual@univ-batna.dz, saadi.bougoul@univ-batna.dz, Hocin_b@hotmail.com

Исследуется влияние излучения и конвекции на воздушный поток и распределение температуры в теплицах туннельного типа, в которых находятся ряды выращиваемых томатов. Численное решение задачи получено с использованием пакета Fluent-CFD. При моделировании турбулентного потока воздуха в теплице, обусловленного влиянием подъемных сил, использовалась $(k-\varepsilon)$ -модель турбулентности, при моделировании радиационного потока — модель дискретных ординат. Рассмотрены два типа краевых условий на поверхности теплицы: охлаждение вследствие конвекции и охлаждение, обусловленное совместным действием конвекции и теплового излучения.

Ключевые слова: поток воздуха, температура, тепловое излучение, теплица, методы вычислительной гидродинамики.

DOI: 10.15372/PMTF20180606

Введение. Использование теплиц позволяет выращивать сельскохозяйственные культуры и получать сельскохозяйственную продукцию в течение всего года. В странах Средиземноморья часто используются теплицы из пластика, поскольку внутри них создается микроклимат, благоприятный для роста растений, стоимость таких теплиц невелика и они не требуют большого ухода.

Под действием солнечной радиации происходит фотосинтез, а от температуры зависит скорость роста растений. Климат внутри теплицы в значительной степени зависит от внешних (скорости ветра, внешней температуры, влажности и т. п.) и внутренних (влажности, условий вентиляции и т. п.) условий. Климат внутри теплицы зависит также от процессов испарения и, следовательно, от наличия конденсата на стенках теплицы, поэтому необходимо исследовать конвективный и излучаемый потоки тепла между воздухом, стенками, полом и крышей теплицы.

В течение года температура в теплице может уменьшаться, поэтому ее необходимо обогревать, поддерживая температуру на уровне, обеспечивающем нормальный рост растений. Влажность в теплице в течение года также изменяется, поэтому в теплице необходима система вентиляции. Климат в теплице существенно зависит от движения воздуха, вызванного естественной конвекцией. В работах [1–6] приведены результаты экспериментального и численного исследования конвекции внутри теплицы при различных условиях.

В [7] представлены результаты экспериментального исследования теплопереноса внутри теплиц, предназначенных для выращивания плодовоовощных культур. В [8] численно исследовано движение воздуха и распределение температуры внутри открытых и закрытых теплиц при наличии в них обогревательных трубок. Результаты этой работы согласуются с результатами работы [7].

При исследовании теплопереноса в теплицах при наличии в них растений, как правило, учитывается перенос тепла, обусловленный конвекцией и излучением, однако не учитывается экранирующий эффект. В настоящей работе изучается движение воздуха и распределение температуры в теплице туннельного типа при наличии в ней выращиваемых томатов и обогревательных трубок. Учитываются два типа потери тепла через покрытие теплицы: вследствие только конвекции и вследствие совместного действия конвекции и излучения.

1. Математическая формулировка задачи. Для описания исследуемого физического явления используются законы сохранения, соответствующие им уравнения переноса записываются в виде

$$\frac{\partial(u\varphi)}{\partial x} + \frac{\partial(v\varphi)}{\partial y} = \Gamma \cdot \nabla^2 \varphi + S_\varphi,$$

где φ — некоторая физическая величина; u, v — компоненты вектора скорости; Γ — коэффициент диффузии; S_φ — источниковый член. Выражения для переменной φ приведены в [9].

Вектор скорости \mathbf{V} и температура T определяются из уравнений сохранения массы, количества движения и энергии.

Рассматривается двумерный установившийся поток несжимаемой жидкости, в качестве которой рассматривается воздух с числом Прандтля $Pr = 0,7$. Параметры потока, за исключением плотности, полагаются постоянными. Плотность меняется с изменением температуры.

Турбулентный поток воздуха в теплице, возникающий под действием подъемных сил, моделируется с помощью $(k-\varepsilon)$ -модели турбулентности, широко используемой в вычислительной гидродинамике, в частности при моделировании движения воздуха в теплице [10].

Для того чтобы преодолеть ограничения, типичные для $(k-\varepsilon)$ -модели при описании движения вблизи стенок, используется пристенная функция, зависящая от безразмерного расстояния до стенки y^+ , которое незначительно превышает значение $y^+ = 30$.

Для описания процесса теплового излучения используется модель дискретных ординат, основанная на уравнении переноса излучения [11]

$$\frac{dI(r, s)}{ds} + (a + \sigma_s)I(r, s) = an^2 \frac{\sigma T^4}{a\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r, s')\Phi(s, s') d\Omega',$$

учитывающем изменение, распад и усиление свечения за счет эмиссии и диффузии. Также эта модель учитывает перенос излучения между стенками теплицы и применима для полупрозрачных материалов [11].

При учете подъемных сил во всей области используется приближение Буссинеска и полагается, что плотность и температура связаны соотношением

$$\rho = \rho_0(1 - \beta(T - T_0)),$$

где ρ_0, T_0 — начальные плотность и температура; β — объемный коэффициент расширения.

Численное решение уравнений задачи получено с помощью метода конечных объемов и SIMPLE-алгоритма [12]. Для дискретизации уравнений переноса используется процедура, описанная в [12].

Среднее число Нуссельта равно сумме средних чисел Нуссельта для двух трубок [13]:

$$\text{Nu} = hL/\lambda.$$

1.1. *Течение через пористую среду.* При моделировании течения однофазной жидкости через однородную пористую среду используется закон Дарси, который связывает проницаемость K , среднюю скорость течения потока через пористую среду u и градиент давления Δp :

$$u = -\frac{K}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (1)$$

где u — скорость потока; K — проницаемость; μ — динамическая вязкость; p — давление; x — координата в направлении движения потока. Уравнение (1) используется в случае изотермического медленного установившегося течения под действием градиента давления и применимо для чисел Рейнольдса $\text{Re} = \rho u K^{0,5} / \mu$, меньших единицы. Экспериментально установлено, что при больших значениях числа Рейнольдса возникает нелинейный режим течения. В этом случае в выражение для закона Дарси вводятся дополнительные слагаемые [14]:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\mu}{K} u - \rho \frac{Y}{\sqrt{K}} u^2, \quad (2)$$

где ρ — плотность; Y — коэффициент, учитывающий силы инерции. Для описания аэродинамических свойств растений использовалась модель пористой среды. Константы, входящие в уравнение (2), определены экспериментально [14]: $K = 0,395$, $Y = 0,2$. Эти значения соответствуют томатам, для которых индекс площади сельскохозяйственных культур равен четырем.

1.2. *Расчетная сетка и краевые условия.* Рассматривается двумерная задача о переносе тепла в теплице туннельного типа с геометрическим параметром $A = L/H = 2$ (L — длина теплицы; H — высота теплицы). Теплица оборудована двумя нагревательными трубками, расположенными по обе стороны ряда томатов, моделируемых пористой средой [14]. На рис. 1 показана расчетная область задачи, которая решена для трех значений мощности обогревающего потока тепла.

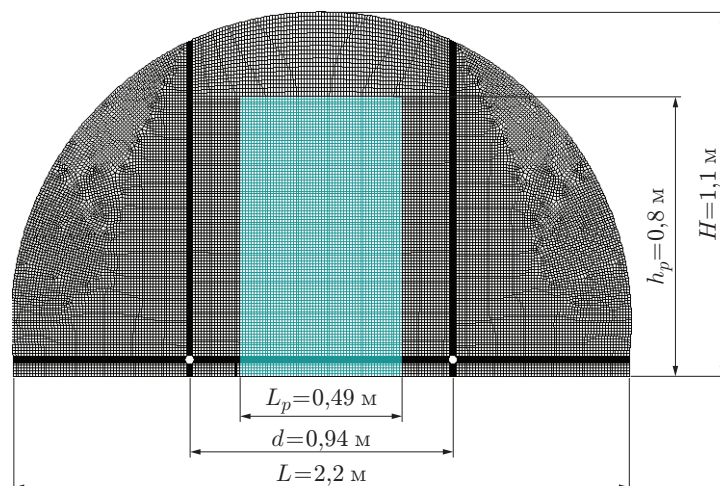


Рис. 1. Расчетная сетка в поперечном сечении теплицы

Расчетная сетка строилась в декартовых координатах, учитывающих геометрию области. В окрестности обогревательных трубок, вблизи покрытия теплицы и ее пола расчетная сетка измельчалась, поскольку в этих областях наблюдаются большие градиенты температуры. В расчетах использовалась сетка размером 142×80 (первое число соответствует числу ячеек по ширине теплицы, второе — по ее высоте). Такое количество элементов сетки выбрано на основе анализа результатов численных экспериментов.

Горизонтальная стенка теплицы полагалась теплоизолированной. На покрытии теплицы задавались краевые условия двух типов:

1) конвективный поток тепла

$$q = h(T - T_a); \quad (3)$$

2) конвективный поток тепла совместно с излучаемым потоком тепла

$$q = h(T - T_a) + \varepsilon' \sigma (T^4 - T_{sky}^4). \quad (4)$$

В условии (4) использованы закон Стефана — Больцмана и соотношение [15]:

$$T_{sky} = 0,0559 T_a^{1,5},$$

где T_a — температура окружающей среды; T_{sky} — эквивалентная температура.

На стенках теплицы задавались условия непроскальзывания.

2. Результаты исследования и их обсуждение. При дискретизации конвективных членов по пространственным координатам использовались схема второго порядка вверх по потоку и метод нижней релаксации для увеличения скорости сходимости. Полученная в результате дискретизации система уравнений решалась итерационным методом. В качестве критерия сходимости использовалось условие $|\varphi^{n+1} - \varphi^n| \leq \psi$ (φ — любая из вычисляемых величин; n — номер итерации; ψ — критерий, значение которого зависит от вычисляемой величины). При достижении сходимости численного решения невязки вычисляемых величин и средняя температура в области не менялись.

Выбранная расчетная сетка позволила уменьшить время вычислений и избежать влияния размера сетки на результаты вычислений. Вычисления проводились для теплицы, длина которой в два раза больше высоты.

Коэффициент теплопередачи, входящий в выражение для происходящей вследствие конвекции потери тепла через покрытие теплицы, вычисляется с использованием соотношения [16]

$$Nu = 0,68 + 0,67 Ra^{0,25} / [1 + (0,492 / Pr)^{9/16}]^{4/9} \quad (5)$$

и равен $h = 2,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Число Рэлея в соотношении (5) определяется следующим образом:

$$Ra = \frac{g\beta H^4 q}{\alpha\nu\lambda}$$

(q — плотность потока тепла, исходящего от поверхности почвы). При принятом значении этой величины поток тепла является турбулентным потоком, обусловленным наличием естественной конвекции. Коэффициент теплопередачи можно также вычислить из соотношения [17]

$$h = 0,95 + 6,76w^{0,49},$$

где $w \leq 6,3 \text{ м}/\text{с}$ — скорость ветра.

Потоки воздуха и тепла внутри теплицы образуются вследствие только конвекции или совместного действия конвекции и излучения. Для каждого из этих случаев рассматриваются краевые условия двух типов, соответствующие двум типам потери тепла через

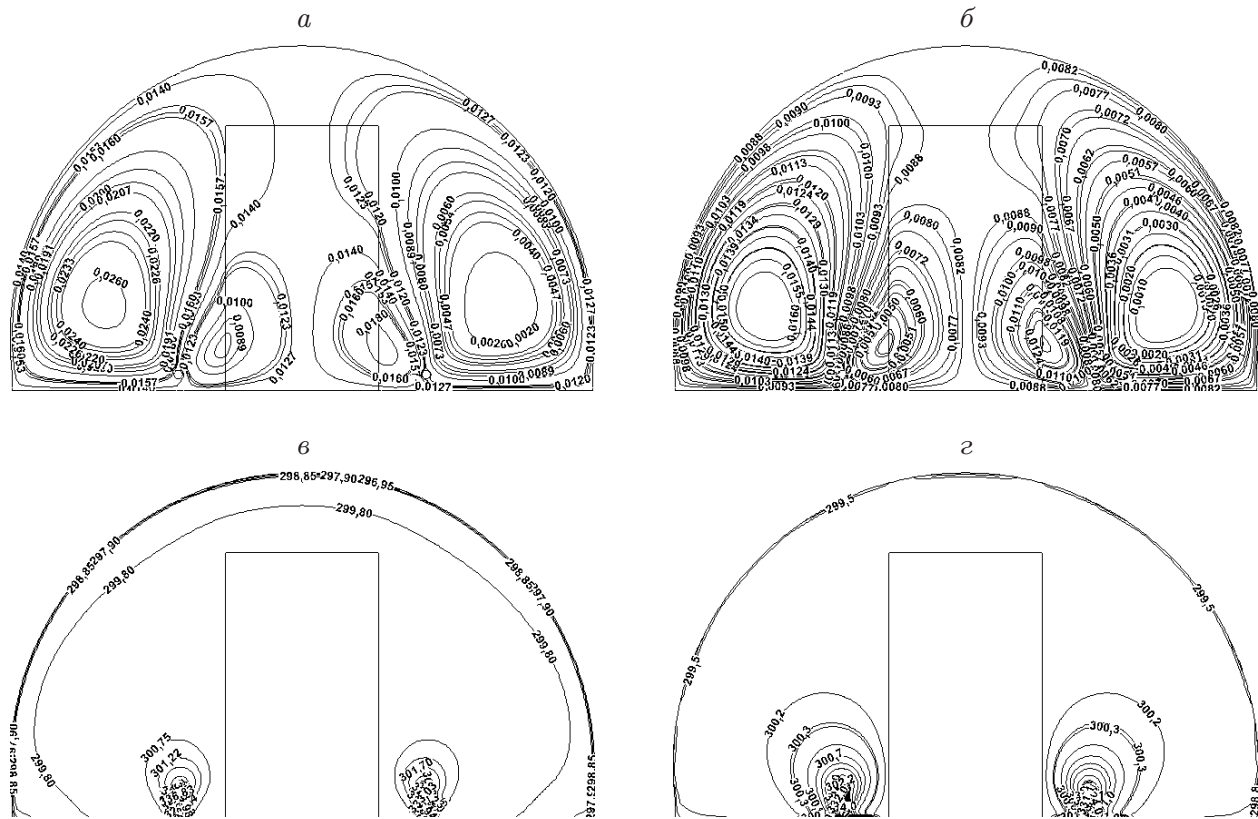


Рис. 2. Линии тока (а, б) и изотермы (в, г) в случае задания на покрытии теплицы краевых условий первого типа при $\phi = 400 \text{ Вт/м}^2$:
а, в — без учета излучения, б, г — с учетом излучения

покрытие теплицы: 1) вследствие конвекции (соотношение (3)); 2) вследствие одновременного действия конвекции и излучения (соотношение (4)).

Вычисления выполнены для трех значений мощности нагрева: $\phi = 200, 300, 400 \text{ Вт/м}^2$. Ниже приводятся результаты вычислений при $\phi = 400 \text{ Вт/м}^2$.

На рис. 2, 3 приведены линии тока и изотермы, полученные при решении задачи при различных режимах теплообмена внутри теплицы и различных краевых условиях на ее покрытии. На рис. 2, а, в, 3, а, в приведены результаты вычислений, полученные в предположении, что внутри теплицы происходит только конвективный теплообмен. Линии тока и изотермы на рис. 2, а, в соответствуют краевым условиям первого типа, на рис. 3, а, в — краевым условиям второго типа.

В случае краевых условий первого типа на картине распределения линий тока (см. рис. 2, а) видны две большие и две малые области, расположенные по обе стороны от рядов с томатами. Это обусловлено тем, что большая часть нагретого воздуха поднимается от трубок-нагревателей к верху теплицы и охлаждается вблизи покрытия, затем поток воздуха с небольшой скоростью движется вниз, проходя через ряды томатов (пористую среду). В результате образуется большая рециркуляционная петля. Размер указанных областей увеличивается с увеличением мощности обогревающего теплового потока.

В случае краевых условий второго типа на картине линий тока образуются две области большего размера, чем в случае краевых условий первого типа (см. рис. 2, а, 3, а). С увеличением мощности нагрева скорость потока воздуха увеличивается, наличие рядов томатов и нагревательных трубок приводит к образованию двух симметричных рецирку-

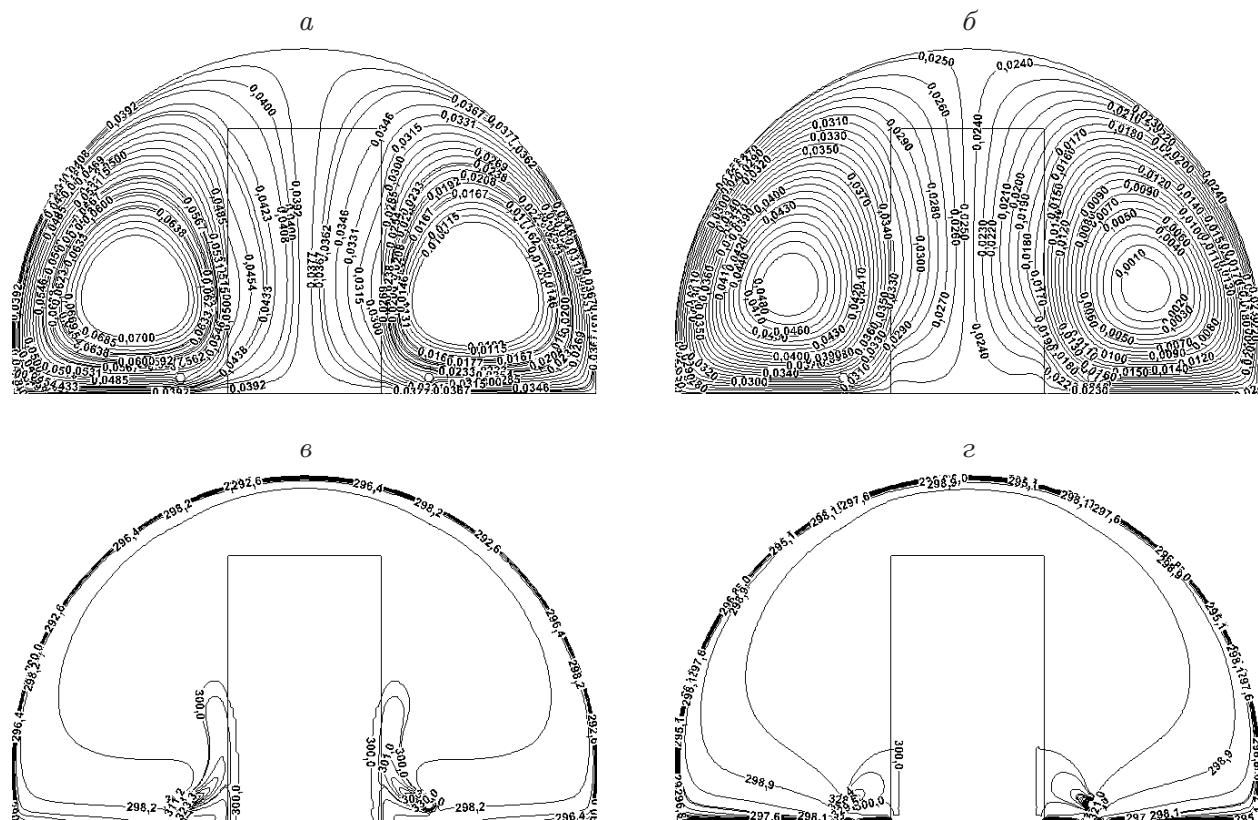


Рис. 3. Линии тока (*а, б*) и изотермы (*в, г*) в случае задания на покрытии теплицы краевых условий второго типа при $\phi = 400 \text{ Вт/м}^2$:
а, в — без учета излучения, *б, г* — с учетом излучения

ляционных петель. Полученные результаты показывают, что краевые условия оказывают существенное влияние на структуру воздушного потока внутри теплицы.

В случае краевых условий первого типа форма изотерм близка к форме покрытия теплицы (см. рис. 2, *в*). В случае краевых условий второго типа геометрия изотерм еще более близка к геометрии покрытия (см. рис. 3, *в*), большие градиенты температуры расположены ближе к стенкам теплицы, чем в случае краевых условий первого типа. Это обусловлено тем, что в случае краевых условий второго типа потери тепла через покрытие теплицы существенно больше. С увеличением мощности теплового источника градиент температуры внутри теплицы уменьшается и температура становится практически постоянной во всей теплице, за исключением областей вблизи стенок и нагревательных трубок.

С увеличением нагрева теплицы увеличиваются подъемные силы, что приводит к увеличению скорости воздушного потока и существенной диссипации тепла.

При решении задачи с учетом естественной конвекции и излучения нагревательные трубки, стенки теплицы и растения считаются черными телами. Результаты решения задачи для этого случая приведены на рис. 2, *б, з*, 3, *б, г*. При увеличении мощности теплового потока его влияние на воздушный поток аналогично влиянию в случае, когда излучение не учитывается.

При наличии переноса тепла вследствие излучения изменяются линии тока и изотермы, уменьшается интенсивность переноса тепла вследствие естественной конвекции. В случае краевых условий второго типа геометрия изотерм ближе к геометрии покрытия теплицы, чем в случае краевых условий первого типа. С увеличением интенсивности теп-

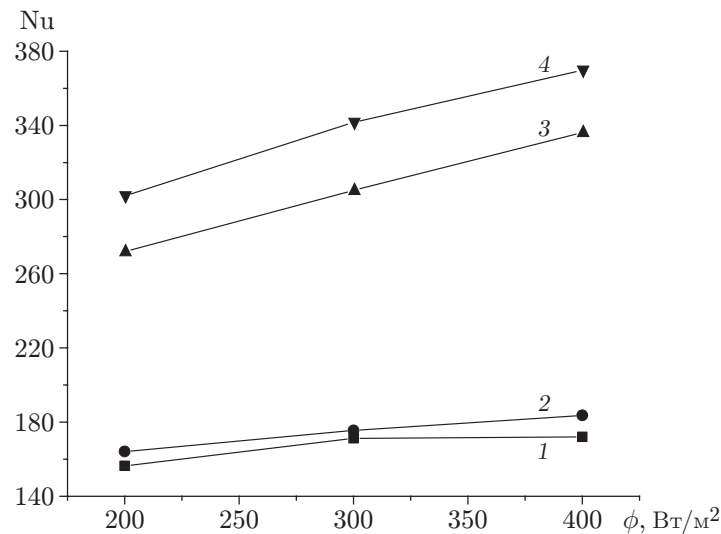


Рис. 4. Зависимость числа Нуссельта от мощности обогревающего потока тепла в случае теплопереноса в теплице только вследствие конвекции (1, 2) и вследствие конвекции и излучения (3, 4) при краевых условиях первого (1, 3) и второго (2, 4) типа

лового потока градиент температуры, направленный от нагревательных трубок к стенкам уменьшается. При наличии излучения потери тепла из теплицы существенно больше, чем в случае только конвективного переноса тепла. В этом случае теплопроводность играет большую роль в процессе переноса тепла внутри теплицы.

На циркуляцию воздуха и процесс теплопереноса внутри теплицы оказывает влияние наличие в ней растений. С увеличением интенсивности обогревающего потока тепла влияние излучения на теплоперенос становится более значительным.

Для того чтобы получить более полную информацию о распределении потоков воздуха и температуры внутри теплицы, целесообразно исследовать изменение числа Нуссельта, которое характеризует интенсивность потока тепла, исходящего от нагревательных трубок. На рис. 4 приведены зависимости числа Нуссельта от мощности обогревающего потока тепла при различных условиях теплопереноса. Видно, что число Нуссельта увеличивается с увеличением мощности обогревающего потока. На рис. 4 кривые 1, 2 соответствуют случаю, когда теплоперенос в теплице происходит только вследствие конвекции, кривые 3, 4 — случаю, когда теплоперенос происходит как вследствие конвекции, так и вследствие излучения.

В случае краевых условий второго типа (кривые 2, 4) число Нуссельта больше, чем в случае краевых условий первого типа (кривые 1, 3). Это различие значений числа Нуссельта больше в том случае, когда теплоперенос в теплице происходит как вследствие конвекции, так и вследствие излучения. Таким образом, как механизмы переноса тепла внутри теплицы, так и механизмы потери тепла через ее покрытие оказывают существенное влияние на эффективность обогрева теплицы.

Заключение. Представлены результаты численного решения задачи о теплопереносе с учетом и без учета излучения в теплице туннельного типа, в которой расположены две нагревательные трубки и ряд выращиваемых томатов. Численные решения задачи получены для краевых условий двух типов: потеря тепла вследствие конвективного потока через покрытие теплицы и вследствие конвективного потока через покрытие теплицы и излучения.

Установлено, что процессы теплообмена внутри теплицы, краевые условия и наличие в теплице растений оказывают существенное влияние на потоки воздуха и распределение температуры. Также установлено, что среднее число Нуссельта, характеризующее теплоперенос внутри теплицы, зависит от процессов теплообмена внутри теплицы, краевых условий и наличия в ней растений.

Для более детального исследования климата в теплице необходимо изучить распределение в ней влажности и содержание CO_2 .

ЛИТЕРАТУРА

1. **Rico-Garcia E., Lopez-Cruz I. L., Herrera-Ruiz G., et al.** Effect of temperature on greenhouse natural ventilation under hot conditions: Computational fluid dynamics simulations // J. Appl. Sci. 2008. V. 8. P. 4543–4551.
2. **Shukla A., Tiwari G. N., Sodha M. S.** Energy conservation potential of inner thermal curtain in an even span greenhouse // Trends Appl. Sci. Res. 2006. V. 1. P. 542–552.
3. **Kumari N., Tiwari G. N., Sodha M. S.** Thermal modelling for greenhouse heating by using packed bed // Intern. J. Agricultural Res. 2006. V. 1. P. 373–383.
4. **Fernandez J. E., Bailey B. J.** Measurement and prediction of greenhouse ventilation rates // Agriculture Forest Meteorol. 1992. V. 58. P. 229–245.
5. **Kumar A., Tiwari G. N., Kumar S., Pandey M.** Role of greenhouse technology in agricultural engineering // Intern. J. Agricultural Res. 2006. V. 1. P. 364–372.
6. **Albright L. D.** Production solar greenhouse // Energy World Agriculture. 1991. V. 4. P. 213–232.
7. **Roy J. C., Boulard T., Bailly Y.** Etude expérimentale de la convection naturelle dans une serre chauffée // Congrès Français de Thermique (SFT), Lyon (France), 15–17 mai, 2000. Paris; Amsterdam: Elsevier, 2000. P. 11–17.
8. **Azil F. Z.** Etude des paramètres climatiques sous serres chauffées en présence de la plante: Thèse ... de Magistère. Batna (Algérie), 2006.
9. **Ould Khaoua S. A., Bournet P. E., Migeon C., et al.** Analysis of greenhouse ventilation efficiency based on computational fluid dynamics // Biosystems Engng. 2006. V. 95, N 1. P. 83–98.
10. **Bournet P. E., Boulard T.** Effect of ventilator configuration on the distributed climate of greenhouses: a review of experimental and CFD studies // Comput. Electron. Agriculture. 2010. V. 74. P. 195–217.
11. **Bournet P. E., Ould Khaoua S. A., Boulard T.** Numerical prediction of the effect of vent arrangements on the ventilation and energy transfers in a multi-span glasshouse using a bi band radiation model // Biosystems Engng. 2007. V. 98. P. 224–234.
12. **Patankar S. V.** Numerical heat transfer and fluid flow. Washington; N. Y.: McGraw-Hill, 1980.
13. **Mezhrab A., Elfarh L., Naji H., Lemonnier D.** Computation of surface radiation and natural convection in a heated horticulture greenhouse // Appl. Energy. 2010. V. 87. P. 894–900.
14. **Haxaire R.** Caractérisation et modélisation des écoulements d'air dans une serre: Thèse ... de Doctorat. Nice (France), 1999.
15. **Abdel-Ghany A. M., Kozai T.** On the determination of the overall heat transmission coefficient and soil heat flux for a fog cooled, naturally ventilated greenhouse: Analysis of radiation and convection heat transfer // Energy Convers. Management. 2006. V. 47. P. 2612–2628.
16. **Incropera F. P.** Fundamentals of heat and mass transfer / F. P. Incropera, D. P. DeWitt. N. Y.: Wiley, 1990.
17. **Papadakis G., Frangoudakis A., Kyritsis S.** Mixed, forced and free convection heat transfer at the greenhouse cover // J. Agricultur. Engng Res. 1992. V. 51. P. 191–205.

*Поступила в редакцию 13/IX 2017 г.,
в окончательном варианте — 15/II 2018 г.*