

УДК 004.94

## МОДЕЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ ПОЛІВ У ТЕПЛИЦІ

В.П. Лисенко, І.М. Болбот, І.І. Чернов

Інститут енергетики і автоматики  
Національного університету біоресурсів і природокористування України

*lysenko@nubip.edu.ua, igor-bolbot@ukr.net, itz@nubip.edu.ua*

Розглянуто модель, яка відображає зміну температурних полів у спорудах закритого ґрунту під впливом як зовнішніх так і внутрішніх чинників для подальшого використання в навігаційній системі мобільного робота.

*Ключові слова: обчислювальна гідродинаміка, теплиця, теплові потоки, температурне поле.*

Has been considered the model, which reflects the change of temperature fields in the buildings greenhouses under the influence of both external and internal factors for use in mobile robot navigation system.

*Keywords: computational fluid dynamics, greenhouse, heat flows, temperature field.*

Рассмотрена модель, которая отражает изменение температурных полей в сооружениях закрытого ґрунта под воздействием как внешних, так и внутренних факторов для дальнейшего использования в навигационной системе мобильного робота.

*Ключевые слова: вычислительная гидродинамика, теплица, тепловые потоки, температурное поле.*

### ВСТУП

Сільськогосподарське виробництво в тепличному секторі вимагає великих об'ємів теплової енергії для розвитку рослин, особливо в зимовий період, а економія енергоносіїв є першочерговою задачею для споруд закритого ґрунту. За останні десятиліття було зроблено багато кроків для заміни традиційних джерел теплоти на поновлювальні та на підвищення енергетичної ефективності опалення теплиць. Для підвищення ефективності використання енергії необхідно досліджувати метод контролю разом із механізмом передачі та розподілення тепла в теплиці.

### ПОСТАНОВКА Й МЕТА РОБОТИ

Для проведення моделювання температурного розподілу в теплиці необхідно діяти в такій послідовності:

1) підготовка розрахункової моделі:

- створення геометричної моделі, яка відображає область розрахунку;
- завдання початкових умов та граничних умов, вибір фізичної моделі розрахунку

- генерація сіткової моделі на основі створеної геометрії та систем рівнянь;
- 2) розрахунок моделі в програмному середовищі.
  - 3) перегляд і оцінка результатів моделювання.

**Мета роботи** полягає у дослідженні впливу зовнішніх та внутрішніх чинників, на зміну температури повітря у спорудах закритого ґрунту з метою виявлення зон подібності температурних полів, для подальшого використання їх в навігаційній системі мобільного робота.

## МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Обчислювальна гідродинаміка (CFD) є ефективним методом для аналізу розподілу швидкості потоку і температури у часі та просторі та може використовуватись для моделювання тепло- і маса-переносу при проектуванні в сільськогосподарському виробництві. Цей метод є відносно новим і використовується для моделювання та проектування з метою енергозбереження в тепличному виробництві лише в останні десятиліття. Модель обчислювальної гідродинаміки (далі CFD-модель) опалення теплиці базується на k-ε принципі турбулентності при низькому значенні числа Рейнольдса, передачі тепла сонячною радіацією та теплообміну між рослиною і середовищем. CFD-модель може використовуватись для аналізу теплових характеристик при різних роботах системи опалення, прогнозуючи при цьому розподіл температурних полів у теплиці [1].

## РЕЗУЛЬТАТИ Й ОБГОВОРЕННЯ

На етапі генерації сіткової моделі для подальшого обрахування проходить дискретизація – диференційні рівняння, що описують неперервний процес, а також допоміжні (граничні і початкові умови), перетворюють у систему дискретних алгебраїчних рівнянь за допомогою різницевих методів. При застосуванні таких методів алгебраїчні рівняння пов'язують між собою значення змінних, що шукаються в групі сусідніх вузлових точок (сіткових вузлів). Також мається на увазі, що сітка, що складається з дискретних точок, розподілена по всій обчислювальній області в часі і в просторі. Процес побудови чисельного рішення зазвичай ведеться за допомогою ітерацій, рішення для кожної шуканої змінної, що знаходиться в кожній вузловій точці послідовно коригується за допомогою звернення до дискретизованого рівнянням (за методом спряжених градієнтів Якобі [8]).

Для побудови просторової моделі розподілення температур у теплиці визначимо фактори, що мають найбільшу вагу при формуванні температурного поля. Температура повітря в теплиці є результатом тепло- і масообміну між внутрішнім повітрям, певними елементами в середині теплиці (система опалення, вентиляції, рослини) та зовнішніми чинниками (повітря за межами

теплиці, сонячна радіація) (рис. 1). При цьому тепловий баланс можна визначити у такому вигляді:

$$q_s = \rho V c_\alpha \frac{d\theta_i}{dt} + q_l + q_c + q_w + A_g (q_{sen} + q_{lat}), \quad (1)$$

де  $\theta_i$  – температура в теплиці,  $V$  - об'єм простору теплиці,  $c_\alpha$  – питома теплоємність повітря,  $q_l$  - тепловий потік в результаті дії сонячної радіації,  $q_s$  - тепловий потік системи опалення,  $q_w$  - тепловий потік через систему вентиляції,  $A_g$  - площа ґрунту на якому вирощуються рослини,  $q_{sen}$  - теплообмін між поверхнею листа та навколишнім середовищем,  $q_{lat}$  - приховане тепло при проходженні процесу транспірації в рослині.

Процеси теплообміну в теплиці, які визначаються за методом CFD, включають такі фактори, як сонячна радіація та конвекцію природної вентиляції і системи опалення. Модель температурного поля визначає рослини в теплиці як пористе середовище. Рівняння переміщення потоків повітря в теплиці з природною вентиляцією на основі рівняння Нав'є-Стокса [1,4] має вигляд:

$$\frac{\partial p\varphi}{\partial t} + \frac{\partial(pu_j\varphi)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left( \Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) + S_\varphi, \quad (2)$$

де  $\varphi$  - безрозмірний показник переміщення у тривимірному просторі,  $t$ - час,  $\Gamma$  - коефіцієнт дифузії,  $u_j$  - швидкість кожної компоненти,  $x_j$  - координати в кожному напрямку,  $p$  - щільність повітря,  $S_\varphi$  - початкова умова.

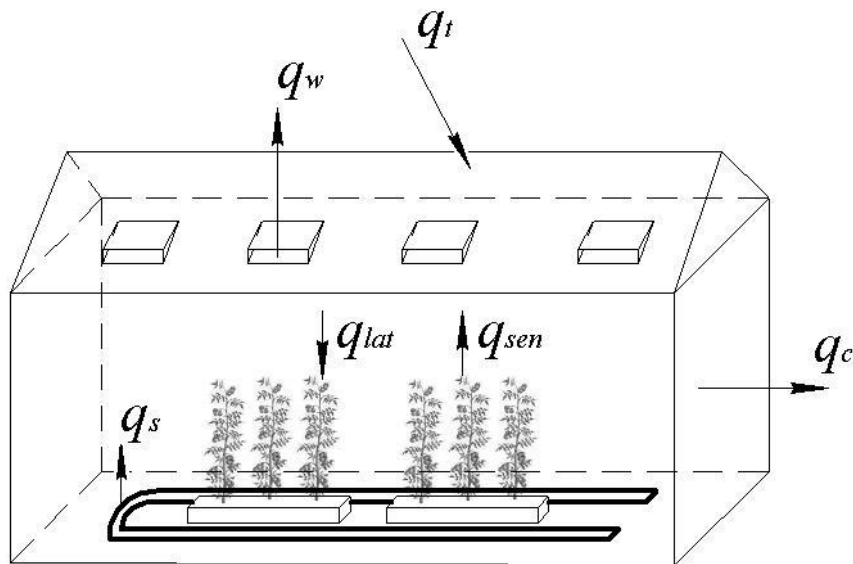


Рис. 1. Теплообмін в середовищі теплиці

Число Релея є величиною, що характеризує відношення потоку тепла в рідині або газі за рахунок нерівномірності температурного поля та пов'язаною з природною конвекцією у великому замкненому просторі:

$$Ra = \frac{g \cdot \rho \cdot \beta \cdot \Delta T_p \cdot L^3}{\mu \cdot \alpha}, \quad (3)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт температурного розширення,  $\alpha$  - коефіцієнт теплопровідності.  $L$  - характеристичний розмір теплиці,  $\Delta T_p$  - різниця температур між рослиною та дахом теплиці,  $g$  - прискорення вільного падіння,  $\beta$  - коефіцієнт теплового розширення теплиці.

Значення числа Релея менше ніж  $10^8$  свідчить про ламінарний потік, з переходом до турбулентного потоку в діапазоні від  $10^8$  до  $10^{10}$ . Коли опалювальна система функціонує, вентиляція збільшує число Релея понад  $10^{10}$ , але повітряний потік в теплиці є не повністю турбулентним. Отже модель турбулентності Лама-Бремхорста з малим числом Рейнольдса [2] вводиться в систему опалення теплиці:

$$\frac{\partial(p \cdot u \cdot k)}{\partial x} + \frac{\partial(p \cdot v \cdot k)}{\partial y} + \frac{\partial(p \cdot w \cdot k)}{\partial z} = \mu + \frac{\mu}{\sigma_k} + \left( \frac{\partial^2 k}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 k}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 k}{\partial z^2} \right) + \mu_t \cdot p \cdot (P - G_B) - p \cdot \varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial(p \cdot u \cdot \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(p \cdot v \cdot \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(p \cdot w \cdot \varepsilon)}{\partial z} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} + \left( \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial z^2} \right) + C_1 \cdot \mu_t \cdot p \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot (f_1 \cdot P - G_B) - C_2 \cdot f_2 \cdot p \cdot \frac{\varepsilon}{k} \quad (5)$$

де  $k$  - кінетична енергія турбулентності,  $\varepsilon$  - швидкість дисипації,  $\sigma_k$  та  $\sigma_\varepsilon$  - число Прандтля для кінетичної енергії турбулентності та швидкості дисипації відповідно,  $\mu_t$  - турбулентна в'язкість,  $G_B$  - виробництво кінетичної енергії турбулентності що розраховується як:

$$G_B = \frac{g \cdot \beta}{0.9 \cdot \rho} \cdot \frac{\partial(\theta_i - \theta_{ref})}{\partial y} \quad (6)$$

$$\beta = \frac{1}{\theta_{ref}} \quad (7)$$

де  $\theta_{ref}$  - температура на виході системи опалення.

Демпфіруючі функції (що враховують потоки в пристінковій області)  $f_1$  та  $f_2$  в транспортних рівняннях та функція  $f_\mu$  визначені для конкретних значень числа Рейнольдса [2]:

$$f_1 = 1 + \left( \frac{0,055}{f_\mu} \right)^3, \quad (8)$$

$$f_2 = 1 - \exp(-Re^2), \quad (9)$$

$$f_\mu = [1 - \exp(-0.0165Re_k)]^{-2} \left(1 + \frac{20.5}{Re_t}\right), \quad (10)$$

$$Re_t = \frac{k^2 \cdot p}{\mu \cdot \varepsilon}, \quad (11)$$

$$Re_k = \frac{k^{0.5} \cdot p \cdot y}{\mu \cdot \varepsilon}, \quad (12)$$

$$\mu_t = C_\mu \cdot p \cdot f_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (13)$$

де  $Re_t$  та  $Re_k$  є величинами числа Рейнольдса, розрахованими на основі турбулентних величин та відстані від стіни відповідно,  $y$  - є узагальненою нормальною дистанцією до стіни. Значення констант моделі турбулентності дорівнюють:  $C_\mu = 0.09$ ,  $\sigma_k = 1$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1.3$ ,  $C_1 = 1.44$ ,  $C_2 = 1.92$ .

Вирази (6-13) підставляються в (4-5) відповідно, формуючи модель температурного поля повітря теплиці на основі турбулентності k-ε з малим числом Рейнольдса [3].

Для моделювання надходження потоку сонячної радіації до простору теплиці використовується модель випромінення «дискретні ординати» [8], що ґрунтується на передачі тепла через прозорі поверхні якою є в нашому конкретному випадку скляна поверхня куполу теплиці. Ця модель розглядає рівняння потоку тепла сонячної радіації у напрямку вектора  $\vec{s}$  просторових напрямів у такому вигляді:

$$\nabla(I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})) + (a_\lambda + \sigma_s)I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = a_\lambda n_\lambda^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \cdot \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \Phi(\vec{r}, \vec{s}) d\Omega, \quad (14)$$

де  $\vec{r}$  - вектор положення,  $\vec{s}$  - вектор напрямку,  $I_\lambda$  - інтенсивність потоку випромінення в залежності від положення  $\vec{r}$  та напрямку  $\vec{s}$ ,  $\nabla$  - оператор відхилення,  $\vec{s}$  - вектор напрямку розсіювання,  $a_\lambda$  - коефіцієнт поглинання,  $\sigma$  - постійна Стефана-Больцмана,  $\sigma_s$  - коефіцієнт розсіювання,  $n_\lambda$  - показник заломлення,  $T$  - локальна температура,  $\Phi$  - фазова функція,  $\Omega$  - кут потоку випромінення.

Приймаючи до уваги великий об'єм зеленої маси рослин в теплиці під час їх цвітіння та плодоношення, рослини можна розглядати як пористе середовище. Початкова умова у виразі (2) обумовлена проходженням потоків повітря через рослини. Проходження в свою чергу залежить від параметрів навколишнього середовища і діаметрів рослин, що входять до пористого

середовища. Так транспірація рослин і їх теплообмін з навколишнім середовищем діє як приховане джерело теплоти.

Рівняння Дарсі-Форхгейма може бути використано при моделюванні зеленої маси в теплиці як пористого середовища, що включають в'язкий опір [8].

$$S_{\varphi 1} = -\left(\frac{\mu}{\alpha} u + Y \frac{1}{2} \rho |u|u\right), \quad (15)$$

де  $\alpha$  - проникна здатність пористого середовища,  $Y$  - коефіцієнт нелінійної втрати моменту,  $u$  - швидкість повітря.

У процес теплообміну входить два взаємопов'язаних процеси – теплообмін між поверхнею листа та навколишнім середовищем  $q_{sen}$  та приховане тепло при проходженні процесу транспірації в рослині  $q_{lat}$  :

$$S_{\varphi 2} = q_{sen} + q_{lat} . \quad (16)$$

Ці процеси можна представити у вигляді виразу [6]:

$$q_{sen} = 2\rho L_{ai} C_a \frac{\theta_{leaf} - \theta_i}{r_a}, \quad (17)$$

де  $L_{ai}$  - індекс поверхні листка рослини,  $C_a$  - теплоємність повітря при атмосферному тиску,  $\theta_{leaf}$  та  $\theta_i$  температура листа рослини і навколишнього повітря відповідно,  $r_a$  - аеродинамічний опір рослини.

Згідно дослідженням [7] аеродинамічного опору рослин в теплиці при швидкості повітряних потоків повітря менше ніж 0,1 м/с його значення розраховується як:

$$r_a = 840 \left( \frac{d}{|T_{leaf} - T_i|} \right)^{0,25}, \quad (18)$$

у іншому разі коефіцієнт розраховується як:

$$r_a = \frac{220d^{0,2}}{u^{0,8}}, \quad (19)$$

де  $d$  - довжина листа рослини,  $u$  - швидкість руху повітря.

Безпосередньо моделювання проводилось у середовищі Ansys 14. Вхідні показники для моделювання приведені в табл. 1.

Таблиця 1.

Вхідні параметри

Вхідні параметри моделювання	
Щільність повітря	1,2*10 <sup>-3</sup> кг/м <sup>3</sup>
Питома теплоємність	1008 Дж/кг*К
Коефіцієнт теплопередачі скла	6 Вт м <sup>2</sup> К
Коефіцієнт прозорості скла	0,86
Коефіцієнт випромінювання скла	0,9
Зовнішня температура	10 °С
Температура ґрунту	20 °С
Температура повітря з системи опалення	30 °С
Швидкість повітря з системи опалення	1 м/с

Модель теплогенерації під час транспірації [7] в рослині ґрунтується на рівнянні Пенмана-Монтейта та має такий вигляд:

$$q_{lat} = \frac{R_n \Delta + 2L_{ai} \left( \frac{\rho c_a}{r_a} \right) (e_s - e_a)}{\Delta + \gamma(1 + r_a)}, \quad (20)$$

де  $e_s$  - тиск насиченої водяної пари,  $e_a$  – реальний тиск водяної пари у повітрі,  $\gamma$  - психометрична постійна,  $\Delta$  - змінна розподілення водяної пари у повітрі.

Була створена просторова модель одного блоку теплиці згідно із її геометричними розмірами та отримано температурне поле блоку (рис. 2).

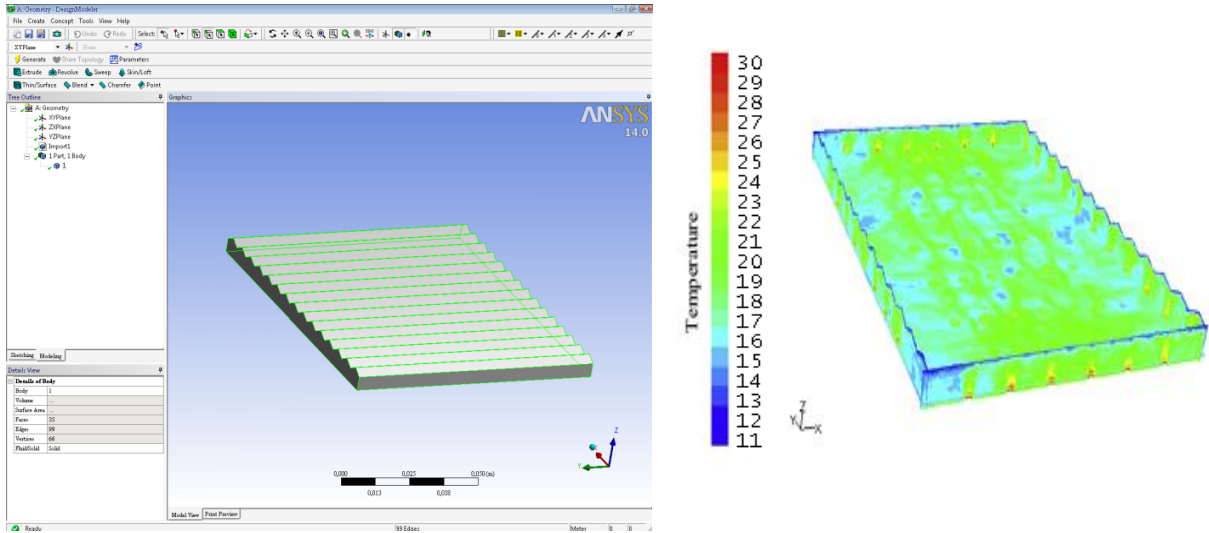


Рис. 2. Фізична модель блоку теплиці і його температурне поле

Розглядаючи процес формування температурного поля, можна дослідити його як в динаміці, так і при впливі тих чи інших зовнішніх факторів. На рисунках 3-4 показано розвиток температурного поля у динаміці в першому випадку без урахування природної вентиляції (при закритих фрамугах) а у другому із урахуванням цього фактору (при відкритих фрамугах).

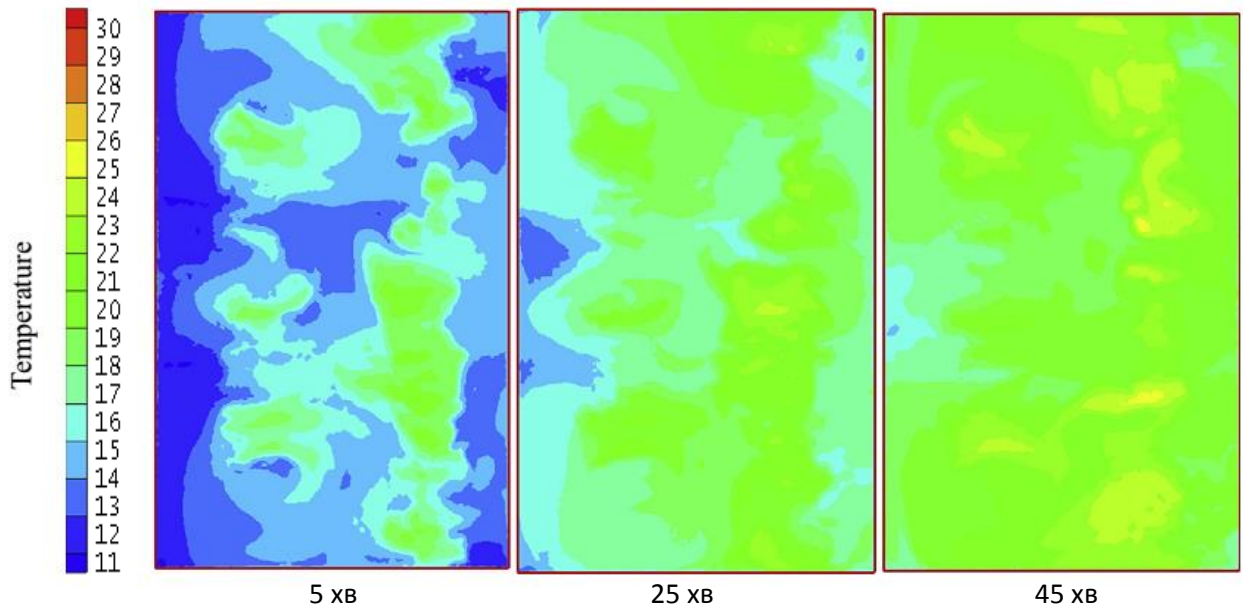


Рис. 3. Розвиток температурного поля при закритих фрамугах на висоті 1м



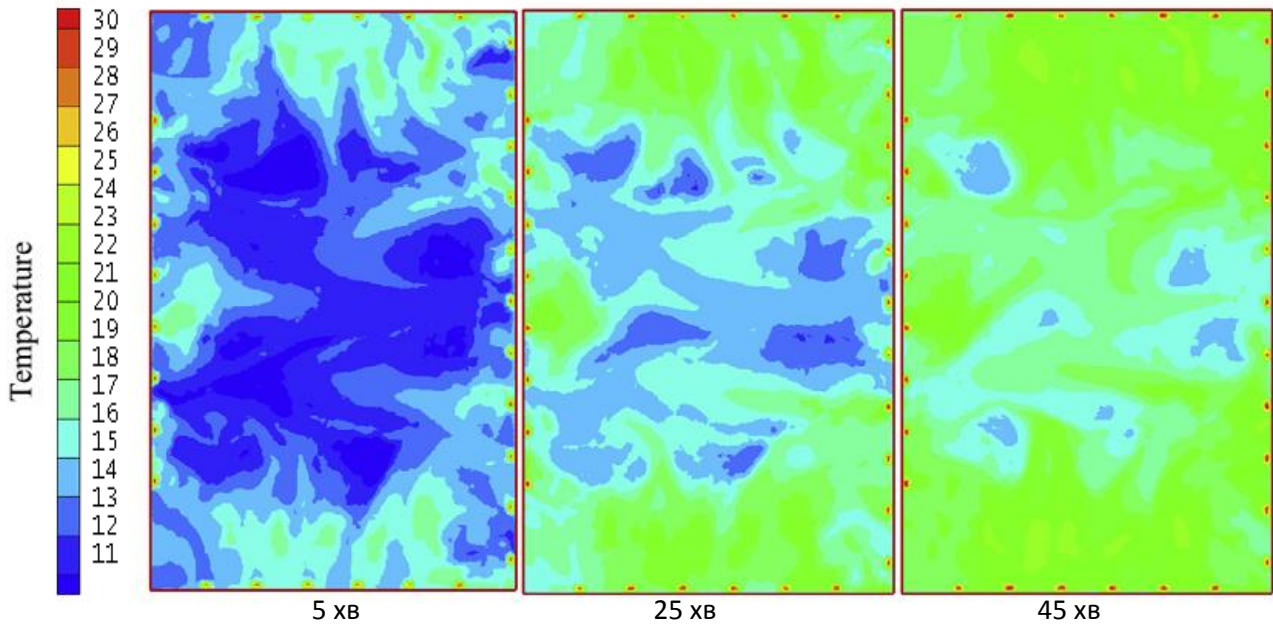


Рис. 4. Розвиток температурного поля при відкритих фрамугах на висоті 1м

Для перевірки моделі на адекватність в ПАТ «Комбінат Тепличний» в теплиці № 9 проводилися вимірювання температури у контрольних точках для співставлення з результатами моделювання. Зовнішня температура складала 10°C, потік сонячної радіації складав 500 Вт·м<sup>2</sup>, фрамуги системи вентиляції були відкриті у шаховому порядку. Вимірювання проводилися по діагоналі із нижнього правого кута блоку теплиці (якщо дивитися на рис.4) у верхній лівий та з верхнього правого у нижній лівий кут. Усього було проведено вимірювання у 20 контрольних точках. Співставлення виміряних результатів із результатами моделювання показано на рис. 5.



Рис. 5. Співставлення результатів моделювання із натуральними вимірюваннями

Для оцінки адекватності розробленої математичної моделі, застосовувались такі показники:

середнє значення всіх вимірів у досліді:

$$\bar{Y} = \frac{\sum_{i=15}^{20} Y_i}{n} \quad (22)$$

де  $n$  – кількість спостережень;  $i$  – номер спостереження;

$Y$  – дисперсія відтворення:

$$S_{vid} = \frac{\sum_{i=15}^{20} (Y_i - \bar{Y})^2}{n_0 - 1} \quad (23)$$

де  $n-1$  – число ступенів вільності, що дорівнює кількості дослідів мінус одиниця.

У розрахунках величину довірчої ймовірності приймали  $p=0.95$ , відповідає помилка в межах  $\pm 3S$ . Розроблену математичну модель перевіряли на адекватність за критерієм Фішера, для цього визначали дисперсію адекватності:

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (\bar{Y}_{iE} - Y_T)^2}{f} \quad (24)$$

де  $f$  – число ступенів вільності дисперсії адекватності;  $\bar{Y}_{iE}$  – середнє значення відгуку в  $i$ -му досліді;  $Y_T$  – значення відгуку в  $i$ -й точці, обчислене за моделлю:

$$F = S_{ad}^2 / S_{vid}^2 \quad (25)$$

Розраховане за виразом (20) значення критерію Фішера менше критичного  $F_p < F_m = 5$ , що говорить про адекватність моделі. Похибка моделі складає не більше ніж 5% від загального показника температури повітря в теплиці.

## ВИСНОВКИ

Розроблено модель розподілення температурних полів в теплиці та порівняно отримані данні із результатами натуральних вимірів у теплиці. Аналізуючи результати моделювання виявлено зони подібності температурних полів які можливо використовувати в подальшому для навігації мобільних робото технічних комплексів. Модель пройшла перевірку на адекватність шляхом порівняння отриманих даних із експериментальними за методом

Фішера. Значення розрахованої похибки не перевищує 5% , дає можливість її використовувати для автоматизованого переміщення роботизованих комплексів у теплиці.

### **ЛІТЕРАТУРА**

1. Теплотехніка: підручник. / Б.Х. Драганов, О.С. Бессараб, А.А. Долінський, В.О. Лазоренко, А.В. Міщенко, О.В. Шеліманова / 2 – ге вид., перероб і доп. – Київ «Фірма Інкос», 2005р. – 400 с.
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг — М.: Наука, 1974. – 148 с.
3. Белов И. А. Моделирование турбулентных течений: учебное пособие / И. А. Белов, С. А. Исаев, Балт. Гос. Техн. ун-т. СПб., 2001. 108 с.
4. В.Г. Горобець. Розробка системи опалення та математичної моделі процесів тепло- і масопереносу в теплицях з використанням альтернативних джерел енергії / В.Г. Горобець, О.В. Яценко // Енергетика і автоматика - 2014 р. - №1 – с. 25-37.
5. Majdoub H, Boulard T, Fatnassi H, Bouirden L. Airflow and microclimate patterns in a one-hectare Canary type greenhouse: an experimental and CFD assisted study. *Agric Forest Meteorol* 2009;149:1050–62.
6. Boulard T, Wang S. Greenhouse crop transpiration simulation from external climate condition. *Agric Forest Meteorol* 2000;100:25–34.
7. Kichah A, Bournet PE, Migeon C, Boulard T. Measurement and CFD simulation of microclimate characteristics and transpiration of an impatiens pot plant crop in a greenhouse. *Biosyst Eng* 2012;112:22–34.
8. Fluent 6.1. Обучающая программа. – Fluent incorporated.