

Список літератури

1. Вплив якості електроенергії на функціонування споживачів у сільському господарстві / Д.Г. Войтюк, В.П. Лисенко, І.І. Мартиненко [та ін.] // Електрифікація та автоматизація сільського господарства. – 2004. – №1(6). – С. 3–12.
2. Електропривод / [Лавріненко Ю.М., Марченко О.С., Савченко П.І. та ін.]; за ред. Ю.М. Лавріненка. – К.: Ліра-К, 2009. – 504 с.
3. Електропривод сільськогосподарських машин, агрегатів та потокових ліній / [Жулай Є.Л., Зайцев Б.В., Лавріненко Ю.М та ін.]; за ред. Є.Л. Жулая. – К.: Вища освіта, 2001. – 288 с.
4. Перова М.Б. Качество сельского электроснабжения: комплексный подход / Перова М.Б. – Вологда: Вологодский гос. техн. ун–т, 1999. – 72 с.

Проведены исследования влияния отклонения напряжения и частоты тока на угловую скорость и технологические характеристики молочных насосов. Установлены зависимости производительности, напора и мощности молочных насосов от напряжения и частоты тока.

Молочный насос, электропривод, отклонение напряжения, частота тока, производительность, напор, мощность молочного насоса.

The researches of influence of a voltage deviation and current frequency for angular speed and technical characteristics on pumps of milk are carried out. Dependences of productivity, pressure and capacity of pumps from the voltage and current frequency are established.

Pump of milk, electric drive, voltage deviation, current frequency, productivity, pressure, capacity of the milk pump.

УДК 631.589

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕНЕРГОВИТРАТ У ТЕПЛИЦІ

А.О. Дудник, аспірантка*

В.П. Лисенко, В.О. Мірошник, кандидати технічних наук

Наведено результати моделювання температурного режиму в теплиці на основі рівнянь тепло-масообміну з використанням середовища MATLAB. Визначено коефіцієнти багатопараметричної моделі для теплиці зимового типу, побудованої за сучасними голландськими типовими проектами.

Математична модель, теплиця, мікроклімат, температура, вологість.

Відомо, що підтримання оптимальної температури в теплиці, особливо в зимовий період, є найбільш енергозатратним фактором під час виробництва овочів. Крім того, температурний режим значно впливає на

*Науковий керівник – кандидат технічних наук, професор В.П. Лисенко

© А.О.Дудник, В.П. Лисенко, В.О.Мірошник, 2013

фотосинтез у рослинах і пов'язаний з інтенсивністю сонячної радіації, яка залежить від тривалості світлового дня та зовнішніх погодних умов. Частина сонячної радіації є фотосинтетично активною (ФАР), тобто бере участь у процесі фотосинтезу, а решта, перетворившись в тепло, збільшує температуру в теплиці, при цьому збурюючи впливає на мікроклімат біотехнічного об'єкта. Таким чином, важливим завданням є синтез математичної моделі біотехнічного об'єкта, яка враховуватиме основні параметри мікроклімату та дозволить аналізувати такі її складові, які мають найбільшу вагу при використанні енергетичних ресурсів.

Мета досліджень – побудова імітаційної математичної моделі енерговитрат у теплиці зимового типу на основі рівнянь тепло-масообміну, що дозволить визначити кількість енергетичних ресурсів, необхідних для підтримання оптимальних параметрів мікроклімату при вирощуванні томатів.

Матеріали і методика досліджень. Під час проведення досліджень розглядалась теплиця зимового типу, встановлена у ПАТ «Комбінат «Тепличний» площею 3,6 га.

З метою полегшення управління мікрокліматом теплиця поділена на технологічні зони. З точки зору моделювання одну зону можна вважати об'єктом із зосередженими параметрами.

Конструктивні і теплофізичні характеристики зони теплиці:

1. Розміри секції – $4,5 \times 8 \text{ м} = 36 \text{ м}^2$.
2. Кількість секцій – 180 шт.
3. Площа теплиці – 6480 м^2 ($90 \times 72 \text{ м}$)
4. Висота колон у центрі – $4,5 \text{ м}$, по краях – 4 м .
5. Площа застклої поверхні $F_{ск} = 6480 \cdot 1,008 + 2 \cdot 4 \cdot 72 = 7108 \text{ м}^2$.
6. Товщина скла – $4 \text{ мм} = 0,004 \text{ м}$.
7. Об'єм приміщення – $6480 \times 4,25 = 27540 \text{ м}^3$.
8. Довжина трубо-рельсових труб обігріву $10 \cdot 4,5 \cdot 180 = 8100 \text{ м}$.
9. Довжина труб опалення бокових стін $4 \cdot 2 \cdot 72 = 576 \text{ м}$.
10. Довжина розподільних ліній – 142 м , середній діаметр $0,127 \text{ м}$.
11. Поверхня труб обігріву $3,14 \cdot 0,051 \cdot (8100 + 576) = 1389 \text{ м}^2$.
12. Поверхня розподільних ліній $3,14 \cdot 0,127 \cdot 142 = 57 \text{ м}^2$.
13. Товщина стінки труби $2,25 \text{ мм} = 0,00225 \text{ м}$.
14. Внутрішній об'єм труб обігріву – $3,14 \cdot 0,0465^2 / 4 \cdot 8676 = 14,73 \text{ м}^3$.
15. Внутрішній об'єм розподільних ліній – $3,14 \cdot 0,12^2 / 4 \cdot 142 = 1,61 \text{ м}^3$.
16. Температура гарячої води обігріву $95 \text{ }^\circ\text{C}$.
17. Температура повітря в теплиці $19 \text{ }^\circ\text{C}$.
18. Коефіцієнт огородження теплиці $1,097 \text{ м}^2/\text{м}^2$.

Для синтезу математичної моделі опалення теплиці використаємо одну зону теплиці (рис. 1), що складається із 180 секцій і яку будемо вважати об'єктом із зосередженими параметрами. Температура повітря в зоні теплиці t_p однакова для всього об'єму теплиці, а температура води в опалювальних трубах t_v має середньоарифметичне значення між вхідною температурою гарячої води t_g і температурою води на виході з теплиці t_y .

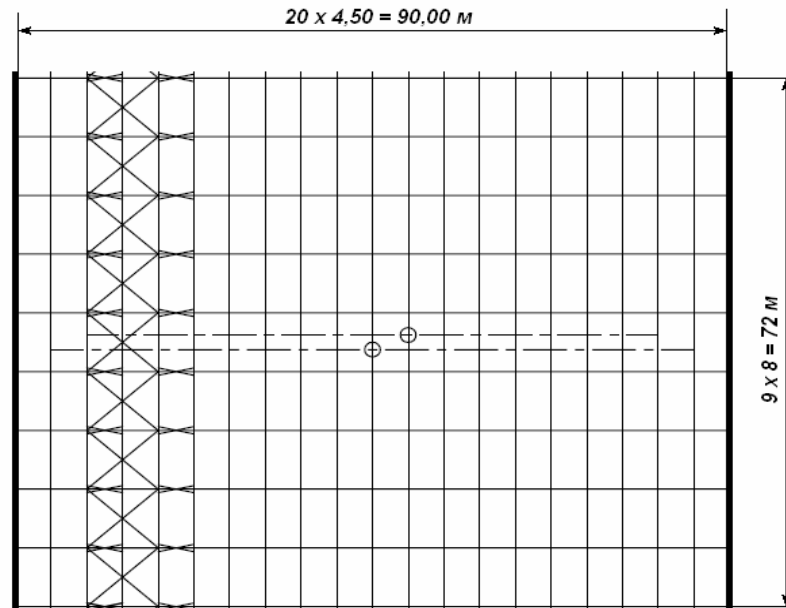


Рис.1. Схема зони теплиці

Складемо статичну модель технологічного об'єкта по каналу температури. Для цього представимо об'єкт у вигляді двох ланок, які акумулюють енергію – це ланка води, що підігрівається, і ланка повітря теплиці, яке нагрівається (рис. 2).

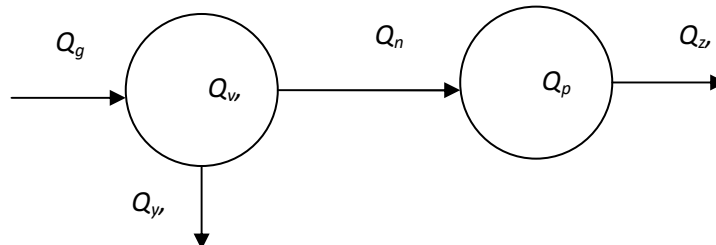


Рис. 2. Схема потоків тепла у теплиці

У статичному режимі кількість тепла, що знаходиться у воді Q_v і тепла, що знаходиться у повітрі теплиці Q_p лишається незмінним і тому можемо записати два рівняння теплових балансів, для води:

$$Q_g - Q_y - Q_n = 0 \quad (1)$$

і для повітря теплиці: $Q_n - Q_z = 0$,

де Q_g – кількість тепла, що надійшло з водою, Дж; Q_y – тепло, виведене з водою, Дж; Q_n – тепло, що перейшло до повітря, Дж; Q_z – тепло, втрачене в навколишній простір, Дж. Значення кількості тепла, що надійшло в систему опалення теплиці за секунду і вийшло з нею, залежить від теплоємності води C_v , продуктивності насоса G_n , густини води ρ_v і відповідної температури води, а значення кількості тепла, що знаходиться

в системі опалення також залежить від об'єму води в системі V_v . Відповідно до цього:

$$\begin{aligned} Q_g &= C_v G_n \rho_v t_g; \\ Q_y &= C_v G_n \rho_v t_y; \\ Q_v &= C_v V_v \rho_v t_v. \end{aligned} \quad (2)$$

Кількість тепла, що знаходиться в теплиці, залежить від теплоємності повітря C_p , густини повітря ρ_v , відповідної температури повітря t_p і об'єму теплиці V_p :

$$Q_p = C_p V_p \rho_p t_p. \quad (3)$$

Тепло, яке передається від води через стінку труби до повітря і від повітря через скло теплиці до навколишнього повітря визначається за законом Фур'є:

$$Q_n = k_1 F_t (t_v - t_p), \quad (4)$$

де k_1 – коефіцієнт теплопередачі через стінку труби системи; F_t – площа труби системи опалення теплиці, m^2 . Коефіцієнти теплопередачі визначаються за формулою:

$$k_1 = Nu_p \frac{\lambda_p}{D_{mp}}. \quad (5)$$

Значення характеристик повітря знаходимо залежно від температури повітря в діапазоні зміни температури від -50 до 60 $^{\circ}C$ на основі отриманих методом НК рівнянь.

Густина повітря, kg/m^3 :

$$\rho_p = 1,2934 - 4,8735 \cdot 10^{-3} \cdot t_p + 1,7287 \cdot 10^{-5} \cdot t_p^2. \quad (6)$$

Кінематичний коефіцієнт в'язкості повітря, m^2/s :

$$\nu_p = (13,3154 + 0,08647 \cdot t_p + 1,1144 \cdot 10^{-4} \cdot t_p^2) \cdot 10^{-6}. \quad (7)$$

Коефіцієнт теплопровідності повітря, $Вт/(м \cdot ^{\circ}C)$:

$$\lambda_p = (2,4373 + 7,8736 \cdot 10^{-3} \cdot t_p - 1,3487 \cdot 10^{-6} \cdot t_p^2) \cdot 10^{-2}. \quad (8)$$

Критерій Прандтля для повітря:

$$Pr_p = 0,70876 - 3,3487 \cdot 10^{-4} \cdot t_p - 2,1179 \cdot 10^{-6} \cdot t_p^2. \quad (9)$$

Коефіцієнт об'ємного розширення повітря, $1/^{\circ}K$:

$$\beta_p = \frac{1}{t_p + 273}. \quad (10)$$

Для знаходження критерію Нуссельта для тепловіддачі від горизонтальної труби до повітря використаємо формулу з [1]:

$$Nu_p = C (Gr_p Pr_p)^n, \quad (11)$$

де для комплексу $1000 < Gr_p Pr_p < 1 \cdot 10^9$ значення $C = 0,5$ а $n = 0,25$.

Значення комплексу $Gr_p Pr_p$ визначаємо за виразом:

$$Gr_p Pr_p = 9,81 \beta_p \frac{(t_v - t_p) D_{mp}^3}{\nu_p^2} Pr_p. \quad (12)$$

Тепло, яке втрачається крізь скло теплиці, отримуємо з використанням виразу:

$$Q_z = k_z F_c (t_p - t_z) \eta_o, \quad (13)$$

де k_z – коефіцієнт теплопередачі крізь скло поверхні теплиці; F_c – площа заскленої поверхні теплиці, m^2 ; η_o – коефіцієнт огороження теплиці, який дорівнює відношенню F_o/F . Коефіцієнт теплопередачі визначається за виразом:

$$k_z = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (14)$$

де α_1, α_2 – відповідно коефіцієнти тепловіддачі від повітря теплиці до скла стінки теплиці та від скла до зовнішнього повітря; λ_c – коефіцієнт теплопровідності скла стінки; δ_c – товщина скла, мм.

Коефіцієнт тепловіддачі від повітря теплиці до скла стінки теплиці приймаємо постійним $\alpha_1 = 6.4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

Коефіцієнт тепловіддачі від скла до зовнішнього повітря визначається на основі [2]:

$$\alpha_2 = Nu_z \frac{\lambda_z}{L_0}, \quad (15)$$

де L_0 – лінійний розмір секції теплиці, який дорівнює половині ширини секції 2,25 м, а значення критерію Нуссельта для зовнішнього повітря отримуємо з урахуванням швидкості зовнішнього повітря (кліматичні умови):

$$Nu_z = 0,67 Re_z^{1/2} \cdot Pr_p^{1/3}, \quad (16)$$

де критерій Рейнольдса знаходимо з рівняння:

$$Re_z = \frac{V_z L_0}{\nu_z}, \quad (17)$$

а V_z – швидкість повітря (вітру) на вулиці, м/с.

Теплофізичні характеристики води знаходимо з отриманих за методом НК рівнянь залежно від температури води.

Густина води, kg/m^3 :

$$\rho_v = 1000,6 - 0,0719 \cdot t_v - 3,5501 \cdot 10^{-3} \cdot t_v^2. \quad (18)$$

Теплоємність води, $Дж/кг \cdot ^\circ C$:

$$\lambda_p = (4,2074 - 1,4878 \cdot 10^{-3} \cdot t_v + 1,64695 \cdot 10^{-5} \cdot t_v^2) \cdot 1000. \quad (19)$$

Від статичної моделі перейдемо до динамічної. Враховуючи рівняння статички і наведені вище рівняння отримаємо систему диференціальних рівнянь зміни кількості тепла в часі у воді і повітрі теплиці. З урахуванням параметрів, які ми вважаємо незмінними, а саме: об'ємів середовищ, густини і теплоємності повітря та води похідні будуть визначатися за температурою (середньою) води t_v і температурою повітря t_p теплиці:

$$C_v V_v \rho_v \frac{dt_v}{d\tau} = C_g G_g \rho_g t_g - C_y G_y \rho_y t_y - \alpha_p F_t (t_v - t_p); \quad (20)$$

$$C_p V_p \rho_p \frac{dt_p}{d\tau} = \alpha_p F_t (t_v - t_p) - k_z F_c (t_p - t_z).$$

Вважаючи, що $t_v = (t_g + t_y)/2$, з наведеного рівняння знайдемо значення температури охолодженої води і підставимо в рівняння (20). Після спрощення приведемо рівняння (20) до вигляду Коші:

$$\begin{aligned} \frac{dt_v}{d\tau} &= \frac{C_g G_g \rho_g t_g - C_y G_y \rho_y (2t_v - t_g) - \alpha_p F_t (t_v - t_p)}{C_v V_v \rho_v}; \\ \frac{dt_p}{d\tau} &= \frac{\alpha_p F_t (t_v - t_p) - k_z F_c (t_p - t_z)}{C_p V_p \rho_p}. \end{aligned} \quad (21)$$

Результати досліджень. Для розрахунків значення втрат тепла в навколишнє середовище на основі [2] отримана залежність втрат тепла від швидкості вітру (м/с) і температури зовнішнього повітря (середньоквадратична похибка $\delta_q = 3,84$), яка є альтернативним рівнянням для розрахунків втрат тепла через огорожу теплиці:

$$l_z / \eta_o = 41,42143 + 20,1357V_z - 4,2552t_z - 0,5952V_z t_z - 1,6623V_z^2 + 0,08893t_z^2. \quad (22)$$

Визначаємо витрату теплоносія. При різниці температури теплоносія $= 95 - 70 = 25$ °С і тепловтратах шатра теплиці $Q_{ш} = 504,62$ Вт/м² за графіком (рис. 4) знаходимо витрату теплоносія $G_T = 17,2$ кг/год·м² або за формулою:

$$G_T = \frac{Q_{ш}}{C_v \Delta t} = \frac{504,62 \cdot 3600}{4,215 \cdot 10^3 \cdot 25} = 17,2 \text{ кг/год} \cdot \text{м}^2.$$

Визначаємо параметри системи опалення всієї секції площею $F_T = 6480$ м².

$$Q_{ш}^C = Q_{ш} \cdot 6480 = 504,62 \cdot 6480 = 3270 \text{ кВт}.$$

Витрата теплоносія в системі опалення:

$$G_T^C = G_T \cdot 6480 = 17,2 \cdot 6480 = 111,5 \cdot 10^3 \text{ кг/год}.$$

Перевіряємо режим руху теплоносія в системі опалення. Витрата теплоносія в системі опалення:

$$G_T^C = 111,5 \cdot 10^3 / \rho_g = 111,5 \cdot 10^3 / 970,5 = 114,9 \text{ м}^3/\text{год},$$

де $\rho_g = 970,5$ кг/м³ — густина теплоносія при $t_{cp} = 82,5$ °С.

При теплопостачанні від власної котельні для систем опалення шатра теплоносієм є вода температурою 95 – 70 °С. Для систем обігріву ґрунту теплиць прийнята вода температурою у прямому трубопроводі 40 °С.

У середовищі MATLAB синтезована імітаційна математична модель динаміки зміни середньої температури гарячої води і температури повітря в теплиці (рис. 3).

Дослідження цієї імітаційної моделі показали, що для досягнення заданої температури повітря в теплиці 19 °С температура гарячої води становитиме 95 °С. Температура води на виході із системи – 88 °С, при середній температурі води 91,5 °С. Реально система стабілізується по температурі води за період 500 с, а по температурі повітря в теплиці 1250 с. На розгінних кривих видно час запізнення об'єкта 100 с (рис. 4).

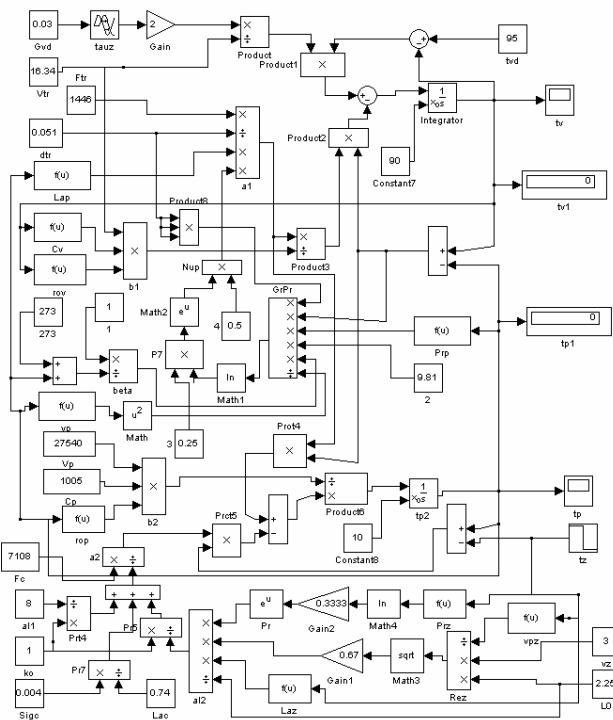


Рис. 3. Блок-схема моделі енерговитрат у теплиці з використанням пакета Simulink

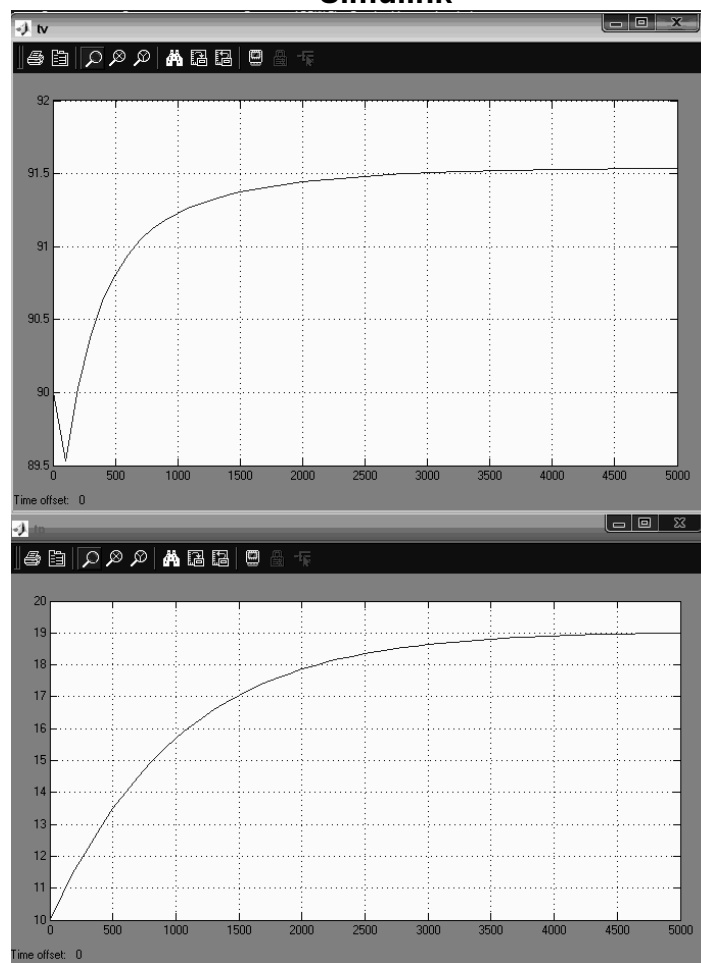


Рис. 4. Динаміка зміни середньої температури гарячої води (верхній графік) і температури повітря (нижній графік) у теплиці

У результаті розрахунку теплового балансу при температурі повітря в теплиці 18 °С, зовнішній температурі -15 °С, середній температурі води в опалювальній системі 82,5 °С, отримано графік кількості теплоти у теплиці протягом дня (рис. 5).

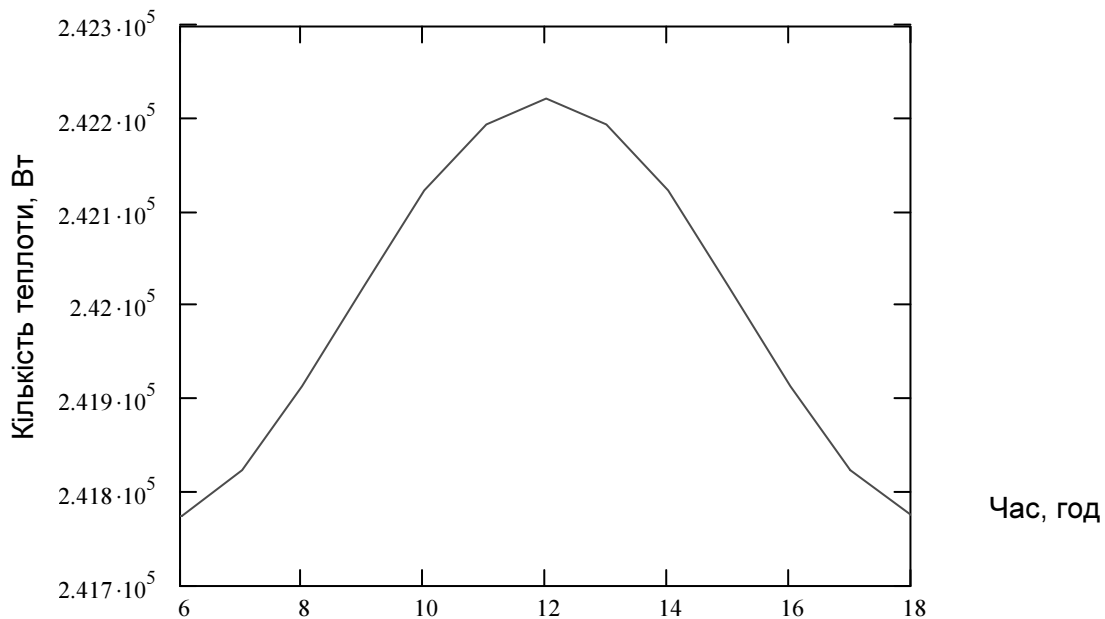


Рис. 5. Зміна кількості тепла у теплиці протягом дня

Використовуючи режимну карту котла, встановленого у цеху № 9 ПАТ «Комбінат «Тепличний», можна визначити витрати природного газу (рис.6) на опалення теплиці (вважаємо, що в зимовий період котел працює на повну потужність).

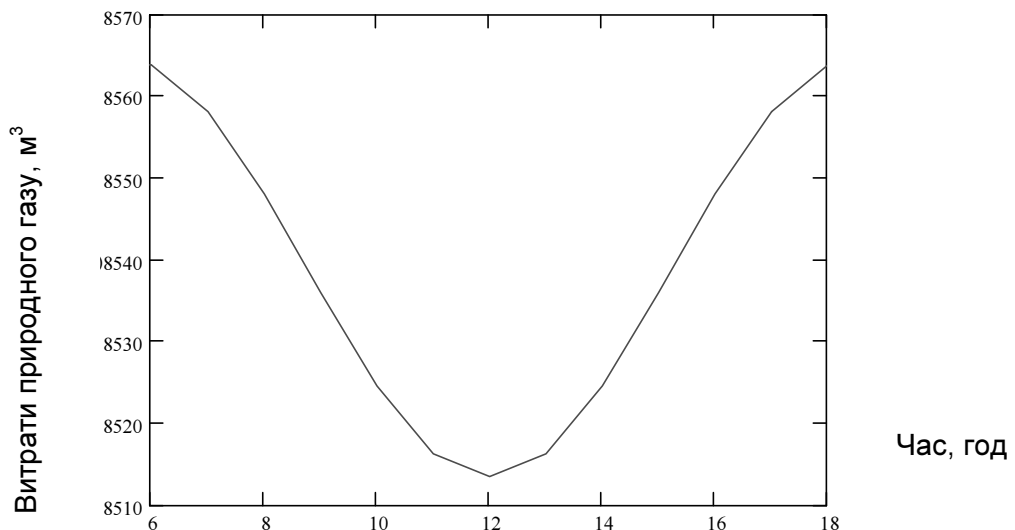


Рис. 6. Витрати природного газу на опалення теплиці в зимовий період

Таким чином, кількість необхідного природного газу для підтримання заданої температури в теплиці протягом дня зменшується ближче до денних годин і збільшується вночі. Це пояснюється впливом сонячної радіації на тепловий баланс теплиці.

Удосконалення моделі теплообміну в теплиці можливе з урахуванням тепла від сонячного випромінювання для нагрівання повітря, а також втрат тепла з вентиляційним повітрям. Також модель міститиме рівняння процесу фотосинтезу рослин залежно від температурного режиму теплиці, освітлення і подачі вуглекислого газу CO_2 , який пов'язаний з режимом вентиляції.

Завершальним етапом побудови моделі є оптимізація роботи тепличного комплексу за допомогою рішення багатокритеріальної задачі. Прикладом такого рішення є приведення багатьох локальних критеріїв до однієї цільової функції за допомогою методу з використанням узагальненої функції бажаності, запропонованої Е.Харрінгтоном, яка може описуватись рівнянням узгоджених добутоків:

$$F(x) = \prod_{k=1}^s f_k(x)^{\lambda_k} \rightarrow \max, \quad (23)$$

де локальними критеріями f_k можуть бути приріст маси рослин за допомогою фотосинтезу, витрати енергії на нагрів повітря в теплиці і вентиляцію, витрати CO_2 на підживлення рослин, а λ_k – ваговий

коефіцієнт; при $\lambda_k \geq 0$, $\sum_{k=1}^s \lambda_k = 1$.

Висновки

Отримано імітаційну математичну модель енерговитрат у теплиці за рахунок теплообміну, визначено коефіцієнти теплопередачі та значення температури гарячої води, необхідної для підтримання заданої температури повітря в теплиці. Зазначені розрахунки проводились для сучасної теплиці зимового типу, яка побудована за голландською технологією та встановлена у ПАТ «Кобінат «Тепличний» Броварського району Київської області.

Список літератури

1. Ивахненко А.Г. Помехоустойчивость моделирования. / А. Г. Ивахненко, В.С. Степашко – К.: Наук. думка, 1985. – 216 с.
2. Исаченко В.П. Теплопередача: учеб. для вузов. – [3-е изд.] / Исаченко В.П., Осипова В. А., Сукомел А. С.. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
3. Куртнер Д.А. Климатические факторы и тепловой режим в открытом и защищенном грунте. /Д.А. Куртнер, И. Б. Усков. – Л.: Гидрометеоздат, 1982. – 231 с.
4. Model-based predictive control of greenhouse climate for reducing energy and water consumption / X. Blasco [et al] // Computers and Electronics in Agriculture. – January 2007. – Volume 55, Issue 1. – p. 49–70.
5. Madala, H. R., Ivakhnenko, A.G. Inductive learning algorithms for complex systems modeling. – New York: Boca Raton, CRC Press, 1994. – 384 с.

Приведены результаты моделирования температурного режима в теплице на основе уравнений тепло-массообмена с использованием среды MATLAB. Определены коэффициенты многопараметрической модели для

теплицы зимнего типа, построенной по современным голландским типовым проектам.

Математическая модель, теплица, микроклимат, температура, влажность.

The temperature modelling results in greenhouse, which are based on heat and mass transfer equations using MATLAB are synthesized. Coefficients of multi-parameter mathematical models for Netherlands greenhouses are determined.

Mathematical model, greenhouse, climate, temperature, humidity.

УДК 665.33.001.73

ОБҐРУНТУВАННЯ ЕКВІВАЛЕНТНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ЦИЛІНДРИЧНИХ ІНДУКТОРІВ НЕКРУГОВОГО ПЕРЕРІЗУ

І.П. Кондратенко, доктор технічних наук

В.П. Лисенко, кандидат технічних наук

Д.С. Комарчук, аспірант*

Розглянуто методи еквівалентування циліндричних об'єктів, що мають некругову форму, круговими циліндрами. Визначено корегуючі коефіцієнти, які дозволяють зменшити похибку розрахунків енергетичних параметрів індукторів для нагріву металевих елементів некругового перерізу.

Індуктор, еквівалентний діаметр, індукційний нагрів, експеримент, активний опір індуктора.

Індукційний нагрів – це ефективний засіб забезпечення температурних режимів технологічного обладнання. Часто використання саме індуктора як джерела теплової енергії замість традиційних ніхромових нагрівачів чи ТЕНів дозволяє суттєво підвищити енергоефективність теплової обробки, надійність нагрівального обладнання, а також спростити способи підтримки заданої температури в об'єкті нагріву через безінерційність індукційного нагріву.

У пресах для переробки олійного матеріалу 75 % загальної кількості енергії витрачається на підтримання необхідної температури корпусу та сировини. Для нагріву технологічного обладнання використовують резистивні нагрівачі з ніхромового дроту. Нерівномірність температурного поля та короткий строк служби нагрівачів такого типу спонукає до пошуку альтернативних джерел теплової енергії, котрі можуть застосовуватись в олійно-жировій галузі. Екологічність та малий час виходу на задані температурні режими в порівнянні з резистивними нагрівачами спонукає до впровадження індукційних способів нагріву у переробці олійних матеріалів.

* Науковий керівник – кандидат технічних наук, професор В.П. Лисенко

© І.П. Кондратенко, В.П. Лисенко, Д.С. Комарчук 2013