

АВТОМАТИКА, КОМП'ЮТЕРНІ ТА ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ

УДК 697.91.94.97

Н. В. Жихарєва, М. Г. Хмельнюк

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НЕСТАЦІОНАРНОГО ТЕПЛООВОГО ОБМІНУ ПРИМІЩЕНЬ

Розроблено математичну модель нестационарного теплового обміну приміщень. Тепловий баланс об'єкта моделюється системою звичайних неоднорідних диференціальних рівнянь з нелінійними коефіцієнтами. В розробленій моделі враховуються нестационарні характери процесу передачі тепла через конструкції, що обгороджують поверхні, інтенсивності сонячної радіації, від людей, обладнання та освітлення. За результатами розрахунку підібране кліматичне обладнання, яке дозволить: забезпечити необхідні параметри мікроклімату в кондиціонованих приміщеннях за умовами максимальних теплоприпливів влітку і максимальних тепловтрат взимку, та забезпечити високу енергетичну ефективність при невеликому тепловому навантаженні в міжсезоння. Результати математичного моделювання дозволили визначити по середньомісячним температур необхідну холодопродуктивність або теплопродуктивність і відповідну споживану потужність системи та доповняють набір коректних вихідних даних для розрахунку повних витрат на забезпечення мікроклімату об'єкта, включаючи проектування, придбання обладнання, монтаж і експлуатаційні витрати протягом терміну служби системи та дозволяє оцінити термін окупності системи.

Ключові слова: Тепловий баланс; Енергозбереження; Кондиціювання повітря; Теплоприливи; Тепловтрати; Тепловиділення; Запізнювання; Моделювання; Радіаційна температура.

Н. В. Жихарєва, М. Г. Хмельнюк

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, Одесса, 65039

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛООБМЕНА ПОМЕЩЕНИЙ

Разработана математическая модель нестационарного теплообмена помещений. Тепловой баланс объекта моделируется системой обыкновенных неоднородных дифференциальных уравнений с нелинейными коэффициентами. В разработанной модели учитываются нестационарные характеры процесса передачи тепла через ограждающие конструкции поверхности, интенсивности солнечной радиации, от людей, оборудования и освещения. По результатам расчета подобрано климатическое оборудование, которое позволяет обеспечить необходимые параметры микроклимата в кондиционируемых залах в условиях максимальных теплопритоков летом и максимальных тепловотерь зимой и обеспечить высокую энергетическую эффективность при небольшой тепловой нагрузке в межсезонье. Результаты математического моделирования позволили определить по среднемесячным температурам необходимую холодопроизводительность или теплопроизводительность и соответствующую потребляемую мощность системы и дополняют набор корректных исходных данных для расчета полных затрат на обеспечение микроклимата объекта, включая проектирование, приобретение оборудования, монтаж и эксплуатационные расходы в течение срока службы системы и позволяет оценить срок окупаемости системы.

Ключевые слова: Тепловой баланс; Энергозбережение; Кондиционирование воздуха; Теплопритоки; Тепловотери; Тепловыделение; Запаздывание; Моделирование; Радиационная температура.



This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

I. ВСТУП

Для вибору комплексу обладнання систем забезпечення мікроклімату в громадських об'єктах, що експлуатуються при нестационарних теплоприпливах протягом добового, сезонного і річного циклів доцільно проводити відповідне математичне моделювання.

Метою математичного моделювання є вибір такого набору кліматичного обладнання, який дозволить:

- забезпечити необхідні параметри мікроклімату в приміщеннях, які кондиціонуються в умовах максимальних теплоприпливів влітку і максимальних тепловтрат взимку;
- забезпечити високу енергетичну ефективність при невеликій тепловій навантаженні в міжсезоння.

Результати математичного моделювання дозволять визначити по середньомісячним температурам необхідну холодопродуктивність або теплопродуктивність і відповідну споживану потужність системи.

Тепловий баланс об'єкта для цих цілей описується (моделюється) системою звичайних неоднорідних диференціальних рівнянь з нелінійними коефіцієнтами.

Нижче наведено приклад математичного моделювання заводської їдальні з системою кондиціонування при різко вираженому нестационарному режимі теплових навантажень протягом добового циклу для максимальної літньої температури в м. Одесі.

Моделювання виконано в середовищі Mathcad 15 за допомогою двох службових інструментів, наявних в цьому програмному продукті, блоку Given-Odesolve і службової функції rkfixed [2].

II МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ НЕСТАЦІОНАРНИХ ТЕПЛОПРИВІВ

Метою математичного моделювання є погодинне визначення холодопродуктивності, необхідної для забезпечення комфортної температури в приміщенні, яка працює в нестационарному режимі теплоприпливів та тепловиділень.

Приміщення відчувають істотний вплив коливань зовнішніх умов на мікроклімат повітряного середовища. Умови комфорту повітряного середовища, що формуються температурної обстановкою, характеризуються як температурою внутрішнього повітря, так і його радіаційної температурою, що є результатом впливу температур всіх огорожувальних поверхонь приміщення.

Для стаціонарних кліматичних умов методи визначення теплових навантажень через огорожувальні конструкції з зовнішнім середовищем досить добре вивчені [1]. Ці методи можуть використовуватися як основоположні і при дослідженнях приміщень в умовах нестационарної теплопровідності їх огорожувальних поверхонь.

Теплові навантаження приміщення, як відомо, визначаються: теплом, що надходить через зовнішні

огородження ($Q_{огр.}$) за рахунок різниці температур між повітрям всередині приміщення ($t_{в.}$) і зовнішнім ($t_{н.}$); теплом, що надходить через внутрішні огородження ($Q_{в.огр.}$) за рахунок різниці температур між повітрям всередині приміщення ($t_{в.}$) і за перегородкою ($t_{к.}$); теплом, що надходить внаслідок впливу сонячної радіації ($Q_{рад.}$), враховуючі особливості конструкції огородження t_i . Проведеними дослідженнями встановлено, що для приміщень, обладнаних системами кондиціонування повітря (СКП), теплоприпливи $Q_{огр.}$ становлять 30-40 сумарних теплонадлишків в приміщеннях ($Q_{надл.}$). Значна частина тепла, що надходить через зовнішні поверхні огородження і скління, багато в чому визначається сонячною радіацією. Результати статистичного аналізу проектних матеріалів показують, що при постійному тепловому навантаженні зовнішнього повітря коливання теплового навантаження в приміщеннях за рахунок сонячної радіації можуть становити до 50%.

Теплота сонячної радіації характеризується інтенсивністю прямої та розсіяної радіації $q_{рад.}$ та залежать від пори року, години доби, географічної широти і стану атмосфери. Наявність зовнішнього скління сприяє передачі тепла в приміщення внаслідок різниці температур і сонячної радіації. Але короткохвильове сонячне (видиме) випромінювання, проникаючи через прозоре скло, не змінює їх температури.

Виходячи з відомих положень теорії теплопередачі, тепловий потік через огорожувальні конструкції може бути представлений функцією температури зовнішнього і внутрішнього повітря, температури поверхні огорожі, його конструктивними теплофізичними характеристиками, тобто в наступному вигляді

$$Q_{огр.} = F(t_{н.}, t_{огр.}, R_{огр.}, q_{рад.}), \quad (1)$$

де $t_{огр.}$ – температура поверхні конструкції; $R_{огр.}$ – опір теплопередачі, що характеризує ступінь теплового захисту огородження;

Реальна величина температури поверхні зовнішньої огорожувальної конструкції враховується при обґрунтуванні величини температури повітря в приміщенні. Необхідно, щоб температура $t_{огр.}$ була на 1-2°C вище температури точки роси при нормованих значеннях температури і відносної вологості внутрішнього повітря. Виконання цієї умови запобіжить випаданню конденсату і зволоженню матеріалу огорожувальних конструкцій. Крім того, при розрахунку теплоприпливів через внутрішні огорожувальні конструкції проектувальники виходять з того, що температура повітря в коридорах, на 1-3°C вище (влітку) або нижче (взимку), ніж в жилу приміщенні.

При розрахунках ми розглядаємо зовнішній кліматичний вплив як ймовірно-невизначений [2], що не має чітких кореляційних зв'язків із сонячною радіацією. Інтенсивність сонячної радіації протягом доби, а також температура зовнішнього повітря не постійні. Зовнішні поверхні опромінюються періодично з врахуванням записнення [3,4]. У момент пере-

дачі через огороження найбільшої кількості тепла інтенсивність опромінення і зовнішня температура збігаються. В результаті починається частковий зворотний перехід поглиненого тепла від зовнішніх огорожень до повітря. Отже, процес передачі тепла, інтенсивність сонячної радіації носять яскраво виражений нестационарний характер. Така невизначеність призводить до широких діапазонів відхилень теплофізичних властивостей огорожень (коефіцієнтів теплопередачі, тепловіддачі і т.д.) від прийнятих при розрахунках значеннях.

При проведенні розрахунків систем кондиціонування повітря не завжди враховуються нестационарні характери процесу передачі тепла через конструкції, що огорожують поверхні, інтенсивності сонячної радіації. В результаті вводиться запас при визначенні витрати повітря в приміщення, а значить, зростають витрати на теплову обробку повітря у системах кондиціонування повітря. Облік нестационарних теплоприпливів дозволяє знизити розрахункове теплове навантаження в порівнянні з максимальним, а значить, скоротити енергетичні витрати на теплову обробку повітря у системах кондиціонування повітря.

При створенні такої установки повітря обробки необхідно знати статичні і динамічні характеристики огорожувальних поверхонь (перехідні їх характеристики).

У роботах [1,2], присвячених дослідженням динамічних властивостей огорожувальних поверхонь приміщень, що кондиціонують, рекомендується використовувати метод, заснований на складанні рівнянь теплових балансів для огорож при різних прийнятих припущеннях. В результаті, при складанні рівнянь теплових балансів не завжди враховується радіаційна складова теплоприпливів з врахуванням температури слоїв огороження, а також вплив рухливості повітря в приміщенні з кондиціонером на динамічні властивості огорожувальних конструкцій. Однак, як показують проведені розрахунки, в умовах нестационарної теплопровідності при дослідженні динамічних властивостей огорожувальних конструкцій необхідно враховувати вплив на радіаційну температуру повітря в приміщенні і не тільки зовнішньої температури повітря, дії сонячної радіації, а й рухливості повітря в приміщенні з кондиціонером, а також використовувати способи подачі повітря в приміщення та температуру на різних шарах стіни.

Розглядаючи динамічні процеси на кордонах повітряних середовищ і багат шарового огороження, після спільного рішення рівнянь теплового балансу для сталого та несталого режимів були отримані диференціальні рівняння теплових балансів. Також при розрахунку теплового навантаження враховуються нестационарні теплоприпливи від людей, обладнання, освітлення.

Запишемо матрицю правих частин системи диференціальних рівнянь I-го порядку (2), що

описують нестационарний теплообмін основних будівельних елементів приміщення із зовнішнім середовищем і суміжними приміщеннями, які не кондиціонуються, з урахуванням зміни інтенсивності джерел тепла протягом доби [3,4,5].

$$\begin{aligned}
 & \frac{d}{dt} t_o(\tau) - \frac{\sigma_{01}}{Cv} (t_1(\tau) - t_o(\tau)) + \\
 & + \frac{\sigma_{06}}{Cv} (t_6(\tau) - t_o(\tau)) + \frac{\sigma_{011}}{Cv} (t_{11}(\tau) - t_o(\tau)) + \\
 & + \frac{Q_{okum}(\tau) + Q_{vent}(\tau) + Q_l(\tau) + Q_{ob}(\tau) - Q_x(\tau)}{Cv} = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_1(\tau) + \frac{\sigma_{01}}{C_{svnn}} (t_1(\tau) - t_o(\tau)) - \frac{\sigma_{12}}{C_{svnn}} (t_2(\tau) - t_1(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_2(\tau) + \frac{\sigma_{12}}{C_n} (t_2(\tau) - t_1(\tau)) - \frac{\sigma_{23}}{C_n} (t_3(\tau) - t_2(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_3(\tau) + \frac{\sigma_{23}}{C_n} (t_3(\tau) - t_2(\tau)) - \frac{\sigma_{24}}{C_n} (t_4(\tau) - t_3(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_4(\tau) + \frac{\sigma_{34}}{C_n} (t_4(\tau) - t_3(\tau)) - \frac{\sigma_{45}}{C_n} (t_5(\tau) - t_4(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_{st1}(\tau) + \frac{\sigma_{sa}}{C_{snz}} (t_{st1}(\tau) - t_o(\tau)) + \frac{dq}{dt} (t_{st1}(\tau) - t_o(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_6(\tau) + \frac{\sigma_{06}}{C_{svnz}} (t_6(\tau) - t_o(\tau)) - \frac{\sigma_{67}}{C_{svnz}} (t_7(\tau) - t_6(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_7(\tau) + \frac{\sigma_{78}}{C_z} (t_7(\tau) - t_6(\tau)) - \frac{\sigma_{78}}{C_z} (t_8(\tau) - t_7(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_8(\tau) + \frac{\sigma_{78}}{C_z} (t_8(\tau) - t_7(\tau)) - \frac{\sigma_{89}}{C_z} (t_9(\tau) - t_8(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_9(\tau) + \frac{\sigma_{89}}{C_z} (t_9(\tau) - t_8(\tau)) - \frac{\sigma_{910}}{C_z} (t_{10}(\tau) - t_9(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_{10}(\tau) + \frac{\sigma_{910}}{C_{snz}} (t_{10}(\tau) - t_9(\tau)) - \frac{\sigma_{1011}}{C_{snz}} (t_{11}(\tau) - t_{10}(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_{st2}(\tau) + \frac{\sigma_{sa}}{C_{snz}} (t_{st2}(\tau) - t_o(\tau)) + \frac{dq}{dt} (t_{st2}(\tau) - t_o(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_{11}(\tau) + \frac{\sigma_{1011}}{C_{svk}} (t_{11}(\tau) - t_{10}(\tau)) - \frac{\sigma_{1112}}{C_{svk}} (t_{12}(\tau) - t_{11}(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_{12}(\tau) + \frac{\sigma_{1112}}{C_k} (t_{13}(\tau) - t_{12}(\tau)) - \frac{\sigma_{1213}}{C_k} (t_{13}(\tau) - t_{12}(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_{13}(\tau) + \frac{\sigma_{1213}}{C_k} (t_{13}(\tau) - t_{12}(\tau)) - \frac{\sigma_{1314}}{C_k} (t_{14}(\tau) - t_{13}(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_{14}(\tau) + \frac{\sigma_{1314}}{C_k} (t_{14}(\tau) - t_{13}(\tau)) - \frac{\sigma_{1415}}{C_k} (t_{15}(\tau) - t_{14}(\tau)) = 0 \\
 & \frac{d}{dt} t_{15}(\tau) + \frac{\sigma_{1415}}{C_{snk}} (t_{15}(\tau) - t_{14}(\tau)) - \frac{\sigma_{15}}{C_{snk}} (t_{svn}(\tau) - t_{15}(\tau)) = 0
 \end{aligned} \tag{2}$$

де ключові параметри температури:

t_0 , °C – температура повітря в приміщенні;

t_1-t_c , °C – середньо інтегральні температури шарів північної сторони;

$t_{st1}-t_{st2}$, °C – середньо інтегральні температури вікон;

t_6-t_{10} , °C – середньо інтегральні температури шарів південної сторони;

$t_{11}-t_{15}$, °C – середньо інтегральні температури внутрішньої стіни;

q , Вт/м² – пряма та розсіяна сонячна радіація з впливом запізнення [4].

Визначаємо $C_z, C_n, C_{snz}, C_{snn}, C_{svnz}, C_{svnn}$ Дж/К – теплоємність шарів стіни, та теплопровідні мости за шарами стіни $\sigma_{ni}, \sigma_{ki}, \sigma_{zi}$, Вт/К для зовнішніх та внутрішніх огорожень [1,3,5].

III РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ НЕСТАЦІОНАРНИХ ТЕПЛОПРИПЛИВІВ

За допомогою математичного моделювання з використанням з використанням службової функції `rkfixed` і службового блоку `Given-Odesolve` визначені середньомасові нестационарні температури елементів заводської їдальні і повітря в обідньому залі (рисунк 1).

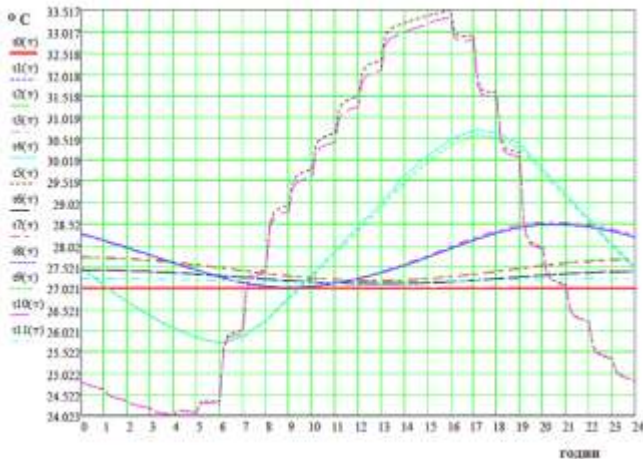


Рисунок 1 – Вплив температури елементів об'єкта, що беруть участь в моделюванні погодинного добового теплового балансу

Середня погодинна холодопродуктивність системи кондиціонування отримана в результаті математичного моделювання добового теплового балансу обіднього залу заводської їдальні з використанням ітераційних процедур.

За розробленою програмою отримали графік відхилення температури повітря в приміщенні їдальні від заданої температури кондиціонування 27°C .

Відхилення температури в приміщенні показано на рисунку 2

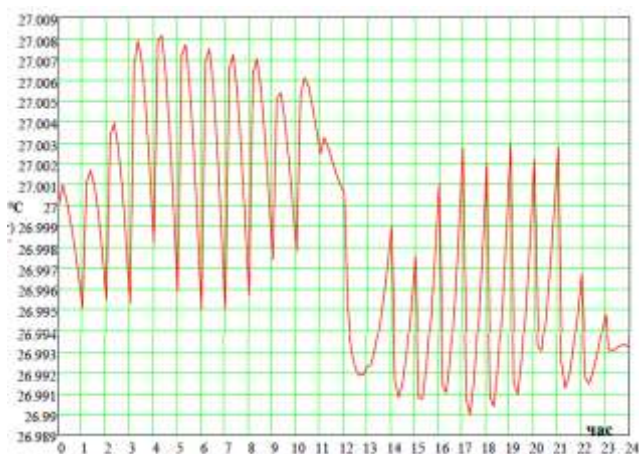


Рисунок 2 – Відхилення температури повітря в приміщенні їдальні.

Максимальна потужність охолодження, необхідна під час обіду о 13 годині. Як показано вище, необхідна максимальна холодопродуктивність системи кондиціонування становить 61.79 кВт. Така холодопродуктивність забезпечить температуру в обідньому залі 27°C о 13 годині дня при піковій тепловій навантаженні.

За моделлю визначили, яка максимальна температура буде до кінця обіду, якщо максимальна холодопродуктивність системи кондиціонування буде на 10 відсотків нижче, тобто буде дорівнює 55,61 кВт (рисунк 3).

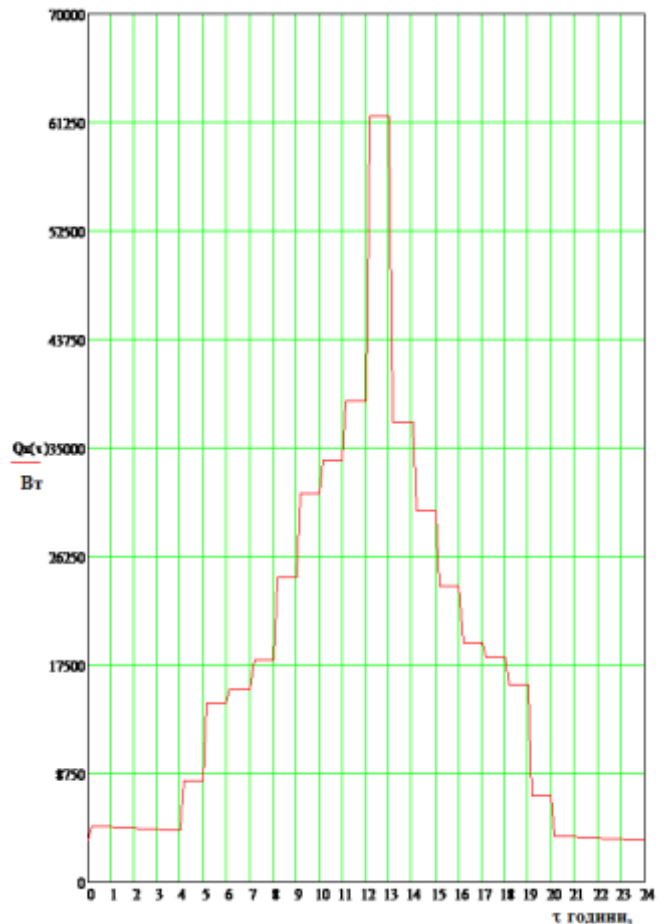


Рисунок 3 – Погодинна зміна необхідної холодопродуктивності кондиціонера для підтримки заданої температури повітря в приміщенні $t_o = 27^{\circ}\text{C}$.

У ряді випадків таке зменшення максимальної холодопродуктивності дозволяє вибрати кондиціонер меншого типоміналу і отримати істотну економію капітальних і експлуатаційних витрат. В інших випадках, коли заводська їдальня відкрита більшу частину дня для жителів міста, більший комфорт може бути більш важливим фактором при виборі типоміналу кондиціонера, яке впливає на річне споживання холоду [6].

VI. ВИСНОВКИ

Проведені розрахунки теплового балансу приміщення заводської їдальні з використанням службової функції `rkfixed` і службового блоку "Given-Odesolve" обчислювального середовища Mathcad 15 дали аналогічні результати і можуть бути використані для аналізу нестационарного теплового режиму, наприклад, громадських об'єктів. Вибір того чи іншого способу розрахунків визначається досвідом минулих робіт і наданням переваги конкретного розрахувача. У нашому конкретному випадку для аналізу нестационарного погодинного теплового балансу реальної їдальні було використано 14 звичайних неоднорідних і однорідних диференціальних рівнянь з нелінійними коефіцієнтами.

Результати математичного моделювання дозволяють визначити по середньомісячним температур необхідну холодопродуктивність або теплопродуктивність і відповідну споживану потужність системи та доповняти набір коректних вихідних даних для розрахунку повних витрат на забезпечення мікроклімату об'єкта, включаючи проектування, придбання обладнання, монтаж і експлуатаційні витрати протягом терміну служби системи, а значить дозволять оцінити термін окупності системи.

N. V. Zhikhareva, M. G. Khmelniuk

Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaia str., Odessa, 65039

MATHEMATICAL MODELING OF BUILDING UNSTEADY HEAT TRANSFER

The mathematical model of unsteady heat exchange space has been carried out. The heat balance of the object system is modeled by the system of ordinary inhomogeneous differential equations with nonlinear coefficients. In the developed model the transient nature of heat transfer through the structures enclosing surfaces, the intensity of solar radiation on people, equipment and lighting are taken into consideration. The climatic equipment was selected according to performed calculations which will: provide the necessary microclimate parameters in air-conditioned areas in terms of maximum heat leakage in summer and maximum heat loss in winter and ensure high power efficiency with a small thermal load in the offseason. The results of mathematical simulation allowed to determine required cooling or heat capacity on average temperatures and corresponding power consumption of the system and supplement the correct set of input data for calculating the full costs of the object microclimate, including design, equipment purchase, installation and maintenance costs over the service life of the system and allowed to estimate the system payback.

Key words: heat balance, energy, air conditioning, heat leakage, heat loss, heat output, delay, simulation, radiation temperature

REFERENCES

1. **Labay, V. Y.** (2004). *Teplomasoobmin*. Lviv: Triada plus, 260 p.
2. **Tabunshchykov, Y. A., Brodach, M. N.** (2002). *Mathematic simulation and thermal optimization of the effectiveness buildings*. Moscow: Avok-PRESS, 194 p.
3. **Perepeka, V. I., Zhikhareva, N. V.** (2014). *The calculations of air conditioning and ventilation*. Odessa TEC, 240 p.
4. **Zhikhareva, N. V.** (2015). Calculation features of heat gain in an air conditioning room. *Refrigeration Engineering and Technology*, 51(6), 17-20 (in Ukrainian) DOI: <http://doi.org/10.15673/0453-8307.6/2015.44778>

ЛИТЕРАТУРА

1. **Лабай В.Й.** Тепломасообмін [Текст] / В.Й. Лабай. – Львів:Тріада плюс,2004. – 260 с.
2. **Табунщиков Ю.А.** Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий. [Текст] / Ю.А.Табунщиков, М.М. Бродач. – М.: АВОК-ПРЕСС. – 2002. – 194 с.
3. **Перепека В.И.** Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. / В.И., Перепека, Н.В. Жихарева – Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.
4. **Жихарева Н.В.** Особливості розрахунку теплоприпливів в приміщенні при кондиціонуванні. // Н.В.Жихарева / Холодильна техніка та технологія – 2015. Том.51 вип. 6 – С. 17–20.
5. **Жихарева Н.В.** Економічно-доцільна товщина ізоляції сучасних ізоляційних матеріалів плодово-овочесховищ // Н.В.Жихарева, М.Г. Хмельнюк, О.В. Ольшевська/ Холодильна техніка та технологія. – 2015. – Том 51 вип. 3 – С. 22 – 25.
6. **Жихарева Н.В.** Метод розрахунку річного споживання холоду систем кондиціонування повітря // Н.В.Жихарева/ Холодильна техніка та технологія. – 2016. – Том.52 вип. 4. – С. 42 – 47.

Отримана в редакції 10.09.2016, прийнята до друку 01.11.2016

5. **Zhikhareva, N. V., Khmelniuk, M. G., Olshevska, O. V.** (2015). Expedient-economic thickness of modern insulation material for fruit-vegetable warehouses. *Refrigeration Engineering and Technology*, 51 (3), 22–25 (in Ukrainian) DOI: <http://doi.org/10.15673/0453-8307.3/2015.39270>
6. **Zhikhareva, N. V.** (2016). The method of calculating the annual consumption of cold air-conditioning systems. *Refrigeration Engineering and Technology*, 52(4), 42-47 (in Ukrainian) DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v52i4.273>

Received 10 September 2016
Approved 01 November 2016
Available in Internet 30 November 2016