

Алексей Є.С.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Ніколаєнко Ю.Є.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Кравець В.Ю.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Руденко О.І.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Мельник Р.С.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ЗАПОВНЕННЯ ГРАВІТАЦІЙНОЇ ТЕПЛОВОЇ ТРУБИ З НАРІЗНИМ ВИПАРНИКОМ ПРИ ЗМІННОМУ КУТІ НАХИЛУ

У статті розглянуто визначення оптимального коефіцієнта заповнення гравітаційної теплової труби з нарізним випарником, призначеної для нової системи охолодження світлодіодного освітлювального пристрою. Сучасні електронні пристрої перетворюють значну частину спожитої електричної енергії у тепло, що підвищує їх температуру та знижує надійність і ефективність роботи. Тому забезпечення оптимальних температурних режимів електронної апаратури є критично важливою проблемою. Одним з шляхів вирішення цієї проблеми є використання в системах охолодження електронної апаратури двофазних термосифонів та гравітаційних теплових труб. Завдяки високій ефективній теплопровідності, що на порядки перевищує теплопровідність металів, їх застосування дозволяє відводити значні теплові потоки при мінімальному термічному опорі. Разом з тим, теплові характеристики двофазних термосифонів та гравітаційних теплових труб залежать від: конструктивних параметрів, теплофізичних властивостей теплоносія, коефіцієнта заповнення, величини теплового потоку в зоні випаровування та орієнтації в просторі. Серед зазначених факторів коефіцієнт заповнення є одним з найважливіших, оскільки безпосередньо визначає загальну продуктивність теплопередачі пристрою. У зв'язку з цим, визначенню оптимального значення коефіцієнта заповнення двофазних термосифонів та гравітаційних теплових труб приділяється особлива увага. В даній роботі проведено експериментальні дослідження з визначення впливу коефіцієнта заповнення на теплові характеристики мідної гравітаційної теплової труби з нарізним випарником, заповненої n-пентаном та призначеної для використання в новій системі охолодження потужного світлодіодного освітлювального пристрою в умовах вільної конвекції при кутах нахилу до горизонту 20°, 60° та 90°. Було досліджено середню температуру зони випаровування, термічний опір та максимальний тепловий потік, що передається гравітаційною тепловою трубою з трьома різними коефіцієнтами заповнення: 0,7; 1,0 та 1,2. В результаті досліджень встановлено, що найбільш оптимальним є значення коефіцієнта заповнення 1,0, яке забезпечує найбільш ефективну роботу гравітаційної теплової труби в зазначеному діапазоні кутів нахилу при передачі теплового потоку до 190 Вт з термічним опором 0,15–0,38 К/Вт.

Ключові слова: система охолодження, гравітаційна тепла труба, двофазний термосифон, нарізний випарник, коефіцієнт заповнення, термічний опір, тепловий потік, кут нахилу.

Постановка проблеми. Значна частина електричної енергії, яку споживають сучасні електронні пристрої, перетворюється у теплоту, що підвищує їх температуру та знижує надійність і ефективність роботи [1, 2]. Понад 55 % несправностей електронних пристроїв обумовлено підвищеними робочими температурами [3]. Тому забезпечення оптимальних температурних режимів електронної апаратури є критично важливою проблемою. Одним з шляхів вирішення цієї проблеми є використання в системах охолодження електронної апаратури двофазних термосифонів (ДТС) та гравітаційних теплових труб (ГТТ) [4–6], ефективна теплопровідність яких на порядки перевищує теплопровідність металів, що дозволяє відводити значні теплові потоки при мінімальному термічному опорі. Разом з тим, теплові характеристики ДТС та ГТТ залежать від багатьох факторів, таких як: конструктивні параметри, теплофізичні властивості теплоносія, коефіцієнт заповнення (КЗ), величина теплового потоку в зоні випаровування та орієнтація в просторі [7–9]. Серед зазначених факторів коефіцієнт заповнення є одним з найважливіших, оскільки безпосередньо визначає загальну продуктивність теплопередачі ДТС та ГТТ [10]. У зв'язку з цим, визначенню оптимального значення КЗ при розробці ДТС та ГТТ приділяється особлива увага.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На даний час відома значна кількість робіт, присвячених вивченню впливу КЗ на теплові характеристики ДТС та ГТТ [10–16]. Більшість авторів досліджень визначають КЗ як відношення об'єму теплоносія до об'єму зони випаровування (ЗВ) [10–12, 14–15]. Разом з тим, деякі автори визначають КЗ як відношення об'єму теплоносія до загального внутрішнього об'єму ДТС [13]. Оптимальним зазвичай вважають таке значення КЗ, при якому в даній конструкції ДТС або ГТТ з обраним типом теплоносія та кута нахилу до горизонту забезпечується надійна передача максимального теплового потоку при мінімальному значенні термічного опору.

Автори роботи [10] вивчали вплив КЗ на ДТС довжиною 360 мм (зони випаровування та транспорту по 90 мм, зона конденсації (ЗК) – 180 мм) внутрішнім діаметром 15 мм, заповнений деіонізованою водою з чотирма різними значеннями КЗ: 0,25, 0,4, 0,7 та 0,98, в діапазоні густини теплового потоку 4,7–18,9 Вт/см². Внутрішня поверхня ЗВ була оброблена гідрофільним матеріалом, а ЗК – гідрофобним. В результаті дослідження було з'ясовано, що оптимальний КЗ ста-

новить близько 0,4. В роботі [11] досліджували теплові характеристики мідного ДТС довжиною 500 мм (ЗВ та ЗК по 200 мм, зона транспорту (ЗТ) – 100 мм), зовнішнім діаметром 22 мм і товщиною стінки 0,9 мм, заповненого водою з трьома різними КЗ: 0,3; 0,5; 0,7. ЗК мала зовнішні поздовжні ребра довжиною 200 мм, шириною 5 мм і товщиною 0,7 мм, та охолоджувалася проточною водою. Встановлено, що оптимальне значення КЗ дорівнює 0,7 у досліджуваному діапазоні теплового потоку від 100 Вт до 300 Вт. В роботі [12] досліджено вплив спеченого з мідних частинок мікропористого покриття товщиною 500 мкм на внутрішній поверхні ЗВ на теплові характеристики ДТС довжиною 925 мм (ЗВ – 300 мм), внутрішнім діаметром 25 мм. ДТС було заповнено дистильованою водою з КЗ від 0,25 до 1,0. Дослідження проводилось при кутах нахилу від 5° до 90°. Показано, що загальний термічний опір знижується на 51% при КЗ 0,35 і на 30% – при КЗ 0,75. ДТС з мікропористим покриттям демонструє найкращі теплові характеристики під кутами нахилу між 15° і 30° і КЗ між 0,2 і 0,4. Автори роботи [13] досліджували вплив КЗ мідного гладкостінного ДТС з трьома різними теплоносіями (дистильована вода, ацетон, етанол) на його теплові характеристики. Довжина ДТС – 500 мм (ЗВ – 100 мм, ЗТ – 150 мм, ЗК – 250 мм) внутрішнім діаметром 12,7 мм, товщиною стінки 1 мм з водяним охолодженням. КЗ становив 0,2; 0,3 та 0,4 від загального внутрішнього об'єму ДТС, що еквівалентно діапазону зміни КЗ відносно об'єму ЗВ 1,0; 1,5 та 2,0 відповідно. Тепловий потік змінювався від 25 Вт до 125 Вт. Встановлено, що ацетон у робочих діапазонах $0,34 < KZ < 0,4$ (або КЗ відносно об'єму ЗВ від 1,7 до 2,0) при тепловому потоці від 75 Вт до 125 Вт є найбільш прийнятним теплоносієм для ДТС, призначених для використання в системах кондиціонування повітря. В роботі [14] автори досліджували вплив КЗ на теплові характеристики ДТС з нержавіючої сталі довжиною 3000 мм (всі зони по 1000 мм) з внутрішнім діаметром 35 мм (товщина стінки 1,5 мм), призначеного для пасивного охолодження басейнів відпрацьованого ядерного палива, з КЗ: 0,2, 0,3, 0,4, 0,56, 0,75, 1,0 та деіонізованою водою в якості теплоносія. Максимальний переданий тепловий потік 3,9 кВт було досягнуто при КЗ=0,3. Крім того, спостерігались: часткове осушення ЗВ при КЗ=0,2 і обмеження роботи кризою кипіння, а при КЗ 0,75 і 1,0 в ДТС спостерігався «гейзер-ефект». В роботі [15] автори досліджували покращення характеристик мідного ДТС з водою довжиною

500 мм з внутрішнім діаметром 26,04 мм за допомогою нанесення нарізі з різним кроком (0,2 мм, 0,3 мм, 0,4 мм та 0,5 мм) на внутрішній поверхні ЗВ. Було показано, що термічний опір ДТС з різьбовим випарником був знижений до 66,3% порівняно з гладкостінним ДТС. Це доводить, що ДТС з різьбовим випарником можуть знайти застосування, наприклад, в пасивних системах охолодження потужних світлодіодних освітлювальних пристроїв [5, 6] для покращення їх характеристик. Але в [15] дослідження було проведено лише при КЗ 0,25, що є певним обмеженням для використання його в пасивній системі охолодження при значних теплових потоках та при роботі в умовах експлуатації зі змінними кутами нахилу.

Приведений вище аналіз показує, що попри значну кількість публікацій, присвячених вивченню впливу КЗ на теплопередавальні характеристики ДТС та ГТТ, дані щодо оптимального КЗ навіть для одного і того ж теплоносія значно відрізняються. До того ж відсутні дані щодо оптимального КЗ для перспективних ГТТ з нарізною ЗВ. Тому актуальним завданням є визначення оптимального значення КЗ гравітаційної теплової труби з нарізним випарником та обраним типом теплоносія при кутах нахилу, характерних для експлуатації системи охолодження, для якої вона призначена.

Постановка завдання. Метою статті є визначення експериментальним шляхом оптимального значення КЗ мідної ГТТ з нарізним випарником та теплоносієм н-пентаном, призначеної для використання в новій конструкції пасивної системи охолодження світлодіодного освітлювального пристрою при кутах нахилу від 20° до 90°.

Виклад основного матеріалу. Для досягнення поставленої мети було виготовлено три експериментальні зразки ГТТ з КЗ: 0,7; 1,0; 1,2. В даному випадку КЗ визначався як відношення об'єму заправленої рідини до об'єму ЗВ. Всі зразки було виготовлено із міді і вони мали однакові геометричні розміри: зовнішній діаметр 12 мм, внутрішній – 10 мм, загальна довжина 495 мм, довжина зони випаровування (ЗВ) 40 мм, довжина зони конденсації (ЗК) 406 мм. Розміри зон теплообміну ГТТ було обрано, виходячи із їх практичного призначення – охолодження світлодіодних (LED) модулів в умовах природньої конвекції.

В кожному зразку на внутрішній поверхні ЗВ на всю її довжину було нарізано метричну наріз з кроком 0,5 мм. Н-пентан використовувався як теплоносій. Зовнішній вигляд експериментальних зразків приведено на рис. 1.

Зразки ГТТ досліджувались на експериментальній установці, схему якої приведено на рис. 2. Для підведення теплової енергії до ЗВ експериментального зразка ГТТ (1) використовувався електричний нагрівач (2), виконаний у вигляді алюмінієвого блоку, що складався із двох ідентичних половин. По центру кожної половини було виконано канавку під корпус ГТТ. Половини встановлювались на зовнішню поверхню корпусу ГТТ і стягувались гвинтами. Кожна з половин мала по два отвори, в які встановлювались картриджі-нагрівачі. Така конструкція забезпечувала рівномірний підвід теплової енергії як по периметру, так і по довжині ЗВ. Максимальна загальна потужність нагрівача складала 200 Вт. Живлення та регулювання потужності нагрівача забезпечувалось джерелом постійного струму MASTERAM MR15010E (4), а вимірювання потужності – цифровим ватметром CV-721 (3). Для мінімізації втрат теплової енергії в оточуюче середовище зовнішня поверхня нагрівача та зони транспорту теплової труби вкривались декількома шарами матів з базальтового волокна.

Для забезпечення ефективного відведення теплоти від ЗК до оточуючого повітря в умовах вільної конвекції на зовнішню поверхню корпусу ГТТ встановлювалось три однакових за конструкцією алюмінієвих ребристих радіатора (Р1...Р3). Кожен радіатор складався з двох ідентичних половин, в основі кожної з яких по центру було виконано канавки під корпус ГТТ. При встановленні на теплову трубу половини стягувались гвинтами. Для зменшення контактного термічного опору між зовнішньою поверхнею корпусу ГТТ та контактними поверхнями нагрівача та радіаторів використовувалась теплопровідна паста TS-4 з коефіцієнтом теплопровідності 4,5...4,7 Вт/(м·К).

Контроль розподілу температур вздовж ГТТ відбувався за допомогою 12 мідь-константанових термопар (ТП1...ТП4 та ТП6...ТП13), встановлених на зовнішній поверхні її корпусу. Схема розміщення термопар показана на рис. 3.



Рис. 1. Зовнішній вигляд експериментальних зразків

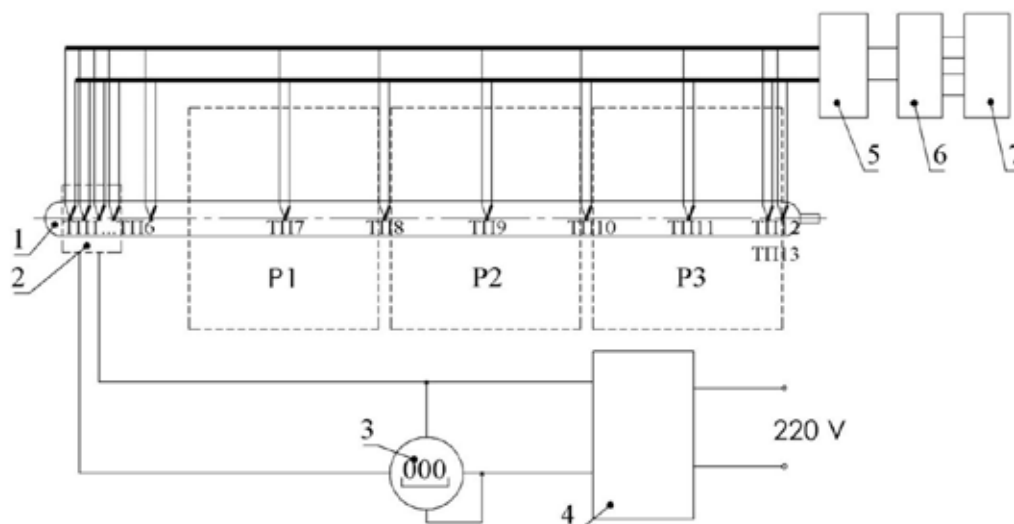


Рис. 2. Схема експериментальної установки

1 – гравітаційна теплова труба; 2 – нагрівач; 3 – цифровий ватметр; 4 – джерело постійного струму; 5 – модуль збору даних; 6 – перетворювач інтерфейсів; 7 – персональний комп'ютер; P1...P3 – радіатори; ТП1...ТП13 – термопари

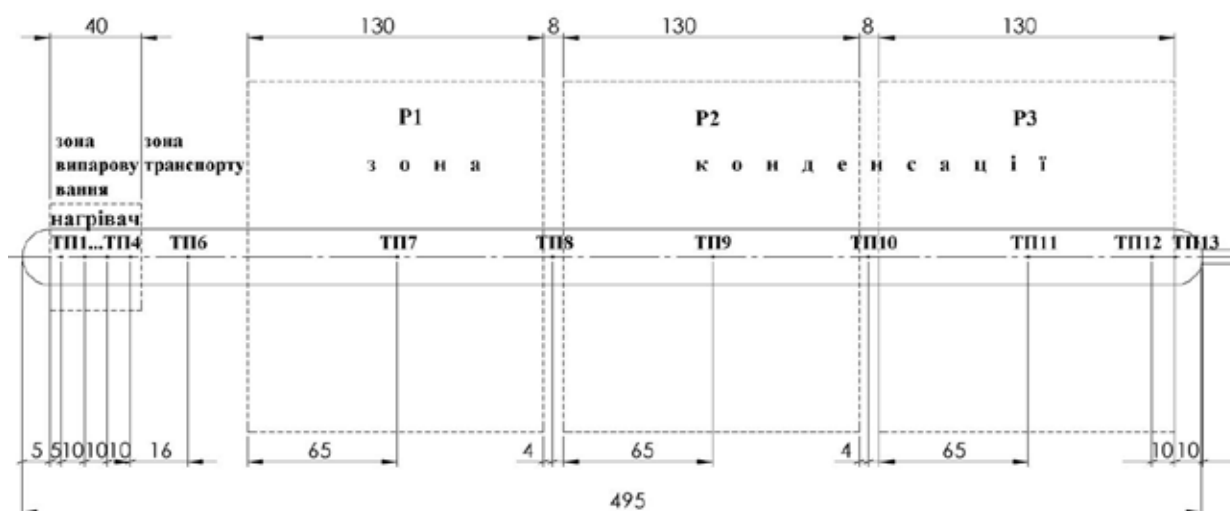


Рис. 3. Схема розміщення термопар на корпусі гравітаційної теплової труби

Окрім показаних на рис. 3 термопар, використовувалась також термопара ТП5, яку було встановлено в гільзі, розміщеній всередині ГТТ, в паровому каналі. Сигнали від всіх термопар надходили на модуль збору даних ICP Con i-7018z (5) (рис. 2), які опитували кожну термопару 1 раз на 1–2 секунди та перетворювали аналогові сигнали термопар на цифрові. Далі сигнали через перетворювач інтерфейсів ICP Con i-7651 (6) подавались на персональний комп'ютер (7), на якому було встановлено програмне забезпечення EZ Data Logger, що дозволяло спостерігати за змінами показів термопар в реальному часі та зберігати їх для подальшої обробки.

При проведенні досліджень ГТТ разом із встановленими на ній термопарами, нагрівачем та радіаторами закріплювалась на штативі, який дозволяв змінювати кут нахилу (рис. 4). В даному дослідженні кутом нахилу вважався кут між віссю ГТТ та горизонталлю. Дослідження проводились при кутах нахилу 20°, 60° та 90°. Величина кута нахилу контролювалась за допомогою цифрового кутоміра. При цьому відведення теплоти від радіаторів ЗК відбувалось до оточуючого повітря в умовах природньої конвекції, температура повітря складала 20±1°C.

При проведенні експериментальних досліджень спочатку виставлявся певний кут нахилу



Рис. 4. Розміщення гравітаційної теплової труби на експериментальній установці

ГТТ, після чого підводилась перша потужність, що дорівнювала 20 Вт. В подальшому підведена потужність збільшувалась з кроком 20 Вт до досягнення величини 60 Вт, а далі – з кроком 40 Вт до досягнення величини 180 Вт. При кожному із значень підведеної потужності фіксувалась її величина, а стаціонарний режим, що визначався за відсутністю зміни температури на всіх термопарах протягом 5 хвилин, витримувався теж не менше 5 хвилин. Дослід припинявся у випадку виникнення кризи теплообміну в ЗВ, про що свідчило різке зростання показів термопар в цій зоні, або при досягненні підведеної потужності 190 Вт. Протягом всього дослідів відбувався неперервний запис показів усіх термопар, а після його завершення – їх збереження для подальшої обробки. Після завершення дослідів підведена потужність зменшувалась до нуля, ГТТ охолоджувалась до температури оточуючого повітря, виставлялось нове значення кута нахилу і процедура повторювалась.

Теплопередавальними характеристиками ГТТ, що вивчались, були: середня температура ЗВ $\overline{t_{3B}}$, термічний опір ГТТ R та максимальний тепловий потік, що передається, $Q_{\max}$. Для їх визначення спочатку осереднювались покази кожної термопари для кожного стаціонарного режиму:

$$\overline{t_n} = \frac{\sum_{i=1}^m t_i}{m}, \quad (1)$$

де n – порядковий номер термопари;

t_i – покази термопари, °C;

m – кількість показів термопари за час стаціонарного режиму.

За осередненими показами термопар знаходились середні температури в усіх зонах ГТТ:

$$\overline{t_{3B}} = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}{4}; \quad \overline{t_{3T}} = \frac{t_5 + t_6}{2}; \quad (2)$$

$$\overline{t_{3K}} = \frac{t_7 + t_8 + t_9 + t_{10} + t_{11} + t_{12} + t_{13}}{7}.$$

Термічний опір ГТТ визначався як:

$$R = \frac{\overline{t_{3B}} - \overline{t_{3K}}}{Q_{\text{підв}}}, \quad (3)$$

де $Q_{\text{підв}}$ – підведений до ГТТ тепловий потік, величина якого визначалась за показами ватметра, Вт.

Максимальний тепловий потік, що передається, визначався як значення підведеного теплового потоку, що відповідав мінімальному термічному опору ГТТ.

Проведені попередні налагоджувальні дослідів показали, що втрати теплоти в оточуюче середовище не перевищували 4%, а отже ними можна знехтувати. Тому для визначення термічного опору ГТТ та максимального теплового потоку, що передається, використовувалась величина підведеного теплового потоку.

Відносні похибки визначення досліджуваних величин не перевищували: для середньої температури ЗВ $\overline{t_{3B}}$ – 5,5%, для термічного опору R – 0,3%, для максимального теплового потоку, що передається $Q_{\max}$ – 0,02%.

Середня температура ЗВ $\overline{t_{3B}}$ є важливою характеристикою ГТТ, призначених для використання в системах охолодження LED та інших електронних компонентів, оскільки вона дозволяє оцінити середню температуру об'єкта охолодження, тому необхідно обирати такі параметри ГТТ, при яких вона буде найнижчою. Результати дослідження впливу КЗ на середню температуру ЗВ приведено на рис. 5.

Як видно з рис. 5, при всіх досліджених КЗ та кутах нахилу спостерігається лінійне зростання середньої температури ЗВ із збільшенням теплового потоку. Єдиними виключеннями є точки для ГТТ з КЗ=0,7 при підведеній потужності 180 та 190 Вт та куті нахилу 20° (рис. 5а), де спостерігається більш різке зростання температури у порівнянні з нижчими потужностями, іншими КЗ та кутами нахилу. Це пояснюється наявністю передкризових явищ, пов'язаних із виникненням локальних місць осушення на внутрішній поверхні ЗВ. При всіх досліджених кутах нахилу найнижча середня температура ЗВ спостерігалась у ГТТ з КЗ=1,0. Зокрема при КЗ=0,7 середня температура ЗВ була на 8–30% вище, ніж при КЗ=1,0 (в точках передкризового режиму роботи різниця може сягати 46–49%), а при КЗ=1,2 – на 8–16% вище. Це чітко вказує на те, що в діапазоні КЗ від 0,7 до 1,2 існує оптимальне значення, яке для заданої конфігурації ГТТ в даних умовах

дослідження дорівнює 1,0. Для пояснення такого впливу КЗ на середню температуру ЗВ розглянемо залежність перепаду температур по ЗВ, який визначається як різниця середніх температур ЗВ та ЗТ, від теплового потоку. На рис. 6 як приклад приведено таку залежність для всіх досліджених КЗ при куті нахилу 20°.

При КЗ=1,0 перепад температур є найнижчим в усьому діапазоні підведених теплових потоків (рис. 6). Причому така тенденція зберігається і для інших досліджених кутів нахилу. Вона свідчить про те, що при КЗ=1,0 середня інтенсивність теплообміну в ЗВ найвища. Це пояснюється співвідношенням площ внутрішньої поверхні ЗВ, на яких відбувається кипіння в об'ємі та в плівці рідини. В [15] шляхом експериментального дослідження локального теплообміну в нарізній ЗВ термосифона було показано існування двох ділянок: на одній відбувається кипіння в об'ємі рідини, а на іншій – в плівці, причому на остан-

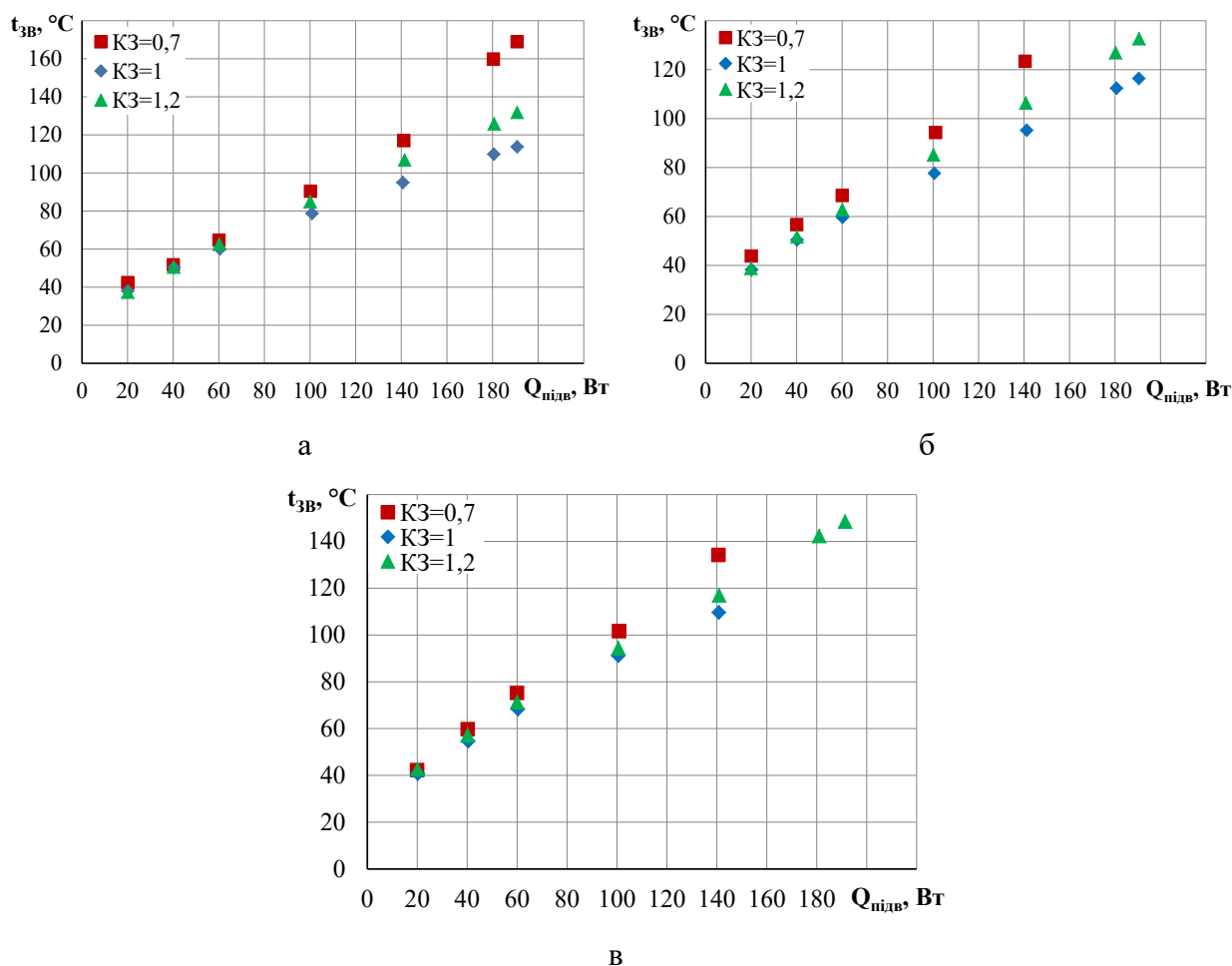


Рис. 5. Вплив коефіцієнта заповнення на середню температуру зони випаровування при кутах нахилу: 20° (а), 60° (б) та 90° (в)

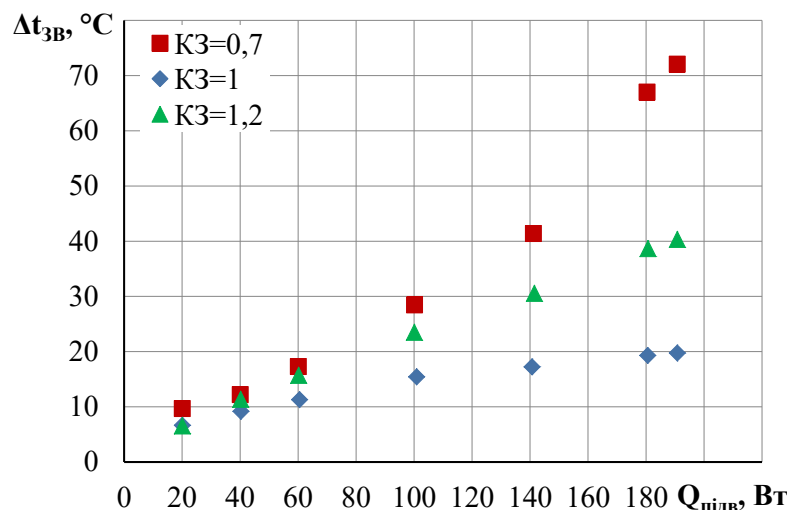


Рис. 6. Перепад температур по зоні випаровування при куті нахилу 20°

ній інтенсивність теплообміну значно вища, ніж на першій. При цьому плівка формується та утримується на поверхні ЗВ значною мірою завдяки наявності нарізі. Таким чином зміна співвідношення площ цих ділянок в бік збільшення ділянки з кипінням в плівці рідини сприяє підвищенню середньої інтенсивності теплообміну в ЗВ і, як наслідок, покращенню теплопередавальних характеристик термосифона, і навпаки. Проте в [15] дослідження було проведено лише при вертикальній орієнтації термосифона (кут нахилу 90°), коли рідка фаза теплоносія в ЗВ має форму вертикального стовпчика. В [16] шляхом проведення візуалізаційних досліджень було показано, що при кутах нахилу менших 90° стовпчик рідини в ЗВ деформується, і рідина «розтягується» вздовж нижньої твірної корпусу ГТТ. При цьому стікання плівки конденсату з ЗК також відбувається вздовж нижньої твірної. Таким чином в гладкостінному термосифоні частина площі внутрішньої поверхні ЗВ вздовж верхньої твірної виявляється не змоченою рідким теплоносієм, через що не приймає участі в двофазному теплообміні. Це призводить до підвищення середньої температури ЗВ і погіршення теплопередавальних характеристик термосифона в цілому. В ГТТ з нарізною ЗВ такого не відбувається, оскільки під дією капілярних сил рідина надходить до верхньої твірної, формує там плівку рідини, в якій відбувається кипіння. Але це показує, що для ГТТ, які працюють при кутах нахилу менше 90°, вплив співвідношення площ, на яких відбувається кипіння в об'ємі та в плівці рідини, на теплопередавальні характеристики є навіть вагомим, ніж при вертикальній орієнтації. Таким

чином в даному дослідженні при $K3=1,0$ забезпечувалось найбільш оптимальне співвідношення цих площ, що сприяло підвищенню середньої інтенсивності теплообміну в ЗВ і, як наслідок, зниженню її середньої температури. При $K3=0,7$ рідини могло не вистачати для повного змочування верхньої твірної ЗВ, через що на ній могли виникати локальні сухі плями, що призводило до підвищення середньої температури ЗВ. При $K3=1,2$, навпаки, збільшувалась площа, на якій відбувалось кипіння в об'ємі рідини. Оскільки при такому кипінні інтенсивність тепловіддачі нижча, ніж при кипінні в плівці рідини, то це призводило до зниження середньої інтенсивності тепловіддачі в ЗВ та до підвищення її середньої температури.

Результати дослідження термічного опору ГТТ приведено на рис. 7.

Можна помітити, що для термічного опору спостерігається та ж тенденція, що і для середньої температури ЗВ, а саме: якісно зміна термічного опору зі зміною підведеного теплового потоку однакова для всіх досліджених $K3$ та кутів нахилу, але кількісно найменший термічний опір має ГТТ з $K3=1,0$ (рис. 7). Зокрема, при $K3=0,7$ термічний опір на 24–129% вище, ніж при $K3=1,0$, а при $K3=1,2$ – на 11–69% вище. Таким чином, для термічного опору також спостерігається оптимум при $K3=1,0$.

Слід відмітити, що при $K3=0,7$ та кутах нахилу 20° та 90° в області високих теплових потоків (180–190 Вт та 140 Вт, відповідно) в зоні випаровування ГТТ спостерігаються передкризові явища, чим і пояснюється різке підвищення термічного опору в цих точках (рис. 7а, в).

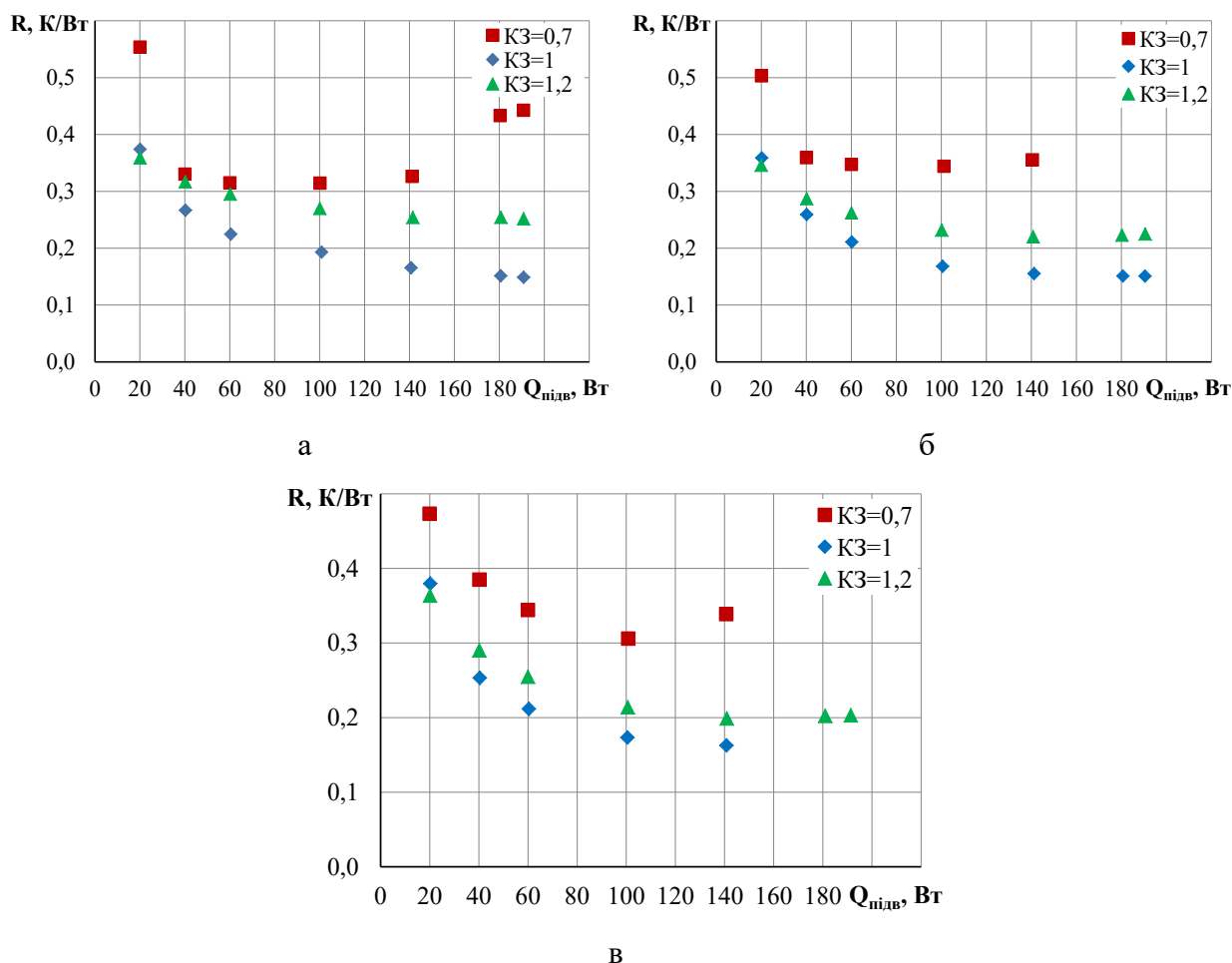


Рис. 7. Вплив коефіцієнта заповнення на термічний опір гравітаційної теплової труби при кутах нахилу: 20° (а), 60° (б) та 90° (в)

В цілому, пояснити отриманий вплив $K3$ на термічний опір можна, якщо розглянути загальний термічний опір ГТТ як суму термічних опорів:

$$R = R_{3B}^{cm} + R_{3B} + R_{пк} + R_{3K} + R_{3K}^{cm}, \quad (4)$$

де R_{3B}^{cm} , R_{3K}^{cm} – термічний опір стінки корпусу ГТТ в зонах випаровування та конденсації, відповідно, К/Вт;

R_{3B} , R_{3K} – термічний опір теплообміну в зонах випаровування та конденсації, відповідно, К/Вт;

$R_{пк}$ – термічний опір в паровому каналі (зона транспорту), К/Вт.

Оскільки корпуси досліджуваних ГТТ виготовлено з міді, яка має високу теплопровідність ($\approx 385\text{--}400$ Вт/(м·К)), а товщина стінки корпусів відносно невелика, то термічними опорами стінки в 3В та 3К у виразі (4) можна знехтувати. Згідно [4] термічний опір парового каналу можна не враховувати, якщо швидкість пари не перевищує 0,2М (М – число Маха). В даному дослідженні швидкість пари в паровому каналі не перевищувала

0,4 м/с, що відповідає приблизно 0,002М, а отже термічним опором парового каналу можна знехтувати. Таким чином, загальний термічний опір ГТТ визначається термічними опорами теплообміну в 3В та 3К, які є обернено пропорційними до середніх коефіцієнтів тепловіддачі та площ поверхонь теплообміну в цих зонах. Середні коефіцієнти тепловіддачі в 3В та 3К є величинами одного порядку, а площа поверхні теплообміну 3К досліджуваних ГТТ в 10 разів більша від площі поверхні теплообміну 3В. Це означає, що термічний опір теплообміну в 3К буде приблизно на порядок менше від термічного опору теплообміну в 3В. Отже, основний внесок в загальний термічний опір ГТТ робить саме термічний опір теплообміну в 3В. Середній коефіцієнт тепловіддачі в цій зоні є мірою середньої інтенсивності теплообміну. Як було показано вище, саме при $K3=1,0$ ця інтенсивність буде найвищою, а отже термічний опір теплообміну в 3В буде найнижчим, і, як наслідок, найнижчим буде і загальний термічний опір ГТТ.

Значення максимального теплового потоку, що передається, при всіх досліджених КЗ та кутах нахилу приведено в табл. 1.

Таблиця 1
Максимальні теплові потоки, що передаються, в залежності від коефіцієнта заповнення та кута нахилу, Вт

Кут нахилу	Коефіцієнт заповнення		
	0,7	1,0	1,2
20°	100	>190	>190
60°	100	>190	>190
90°	100	160	>190

Приведені в табл. 1 дані показують, що при всіх досліджених кутах нахилу найменше значення максимального теплового потоку, що передається, відповідає $K_3=0,7$. При цьому для ГТТ з коефіцієнтом заповнення 1,0 та 1,2 ця величина в більшості випадків перевищує 190 Вт (позначка «>190» в табл. 1). Це пояснюється тим, що в термосифонах та ГТТ збільшення кількості заправленої рідини, тобто збільшення K_3 , як правило, приводить до збільшення максимального теплового потоку, що передається. Деяке зниження величини Q_{max} при $K_3=1,0$ та куті нахилу 90° можна пояснити погіршенням умов відведення теплоти від ЗК. Це пов'язано з тим, що при даному куті нахилу ребра радіаторів, встановлених на ЗК, займають майже горизонтальне положення, а горизонтальне оребрення в умовах вільної конвекції є найменш ефективним.

Однак, при виборі оптимального K_3 не можна керуватись лише величиною максимального

теплового потоку, що передається, необхідно розглядати теплопередавальні характеристики ГТТ в комплексі. Тому, підсумовуючи наведені вище дані, щодо основних теплопередавальних характеристик ГТТ, можна стверджувати що оптимальне значення K_3 для досліджених ГТТ дорівнює 1,0.

Висновки. 1. В результаті проведення експериментального дослідження було з'ясовано, що для досліджених ГТТ з нарізною ЗВ та теплоносієм н-пентаном при зміні кута нахилу від 20° до 90° та повітряному охолодженні в умовах вільної конвекції оптимальним значенням K_3 є 1,0.

2. При $K_3=1,0$ досліджені ГТТ мали на 8–30% нижчу середню температуру ЗВ, на 24–129% нижчий термічний опір ніж при значеннях K_3 0,7 та 1,2. А при кутах нахилу 20° та 60° максимальний переданий тепловий потік ГТТ з $K_3=1,0$ був більш ніж в 1,9 разів вищий ніж у ГТТ з $K_3=0,7$.

3. Отримані результати можуть бути корисними при створенні на основі ГТТ з нарізною ЗВ систем охолодження LED або інших електронних компонентів, що працюють в умовах вільної конвекції.

4. Подальші дослідження в даній області можуть бути направлені на вивчення оптимального K_3 для ГТТ з іншими геометричними параметрами корпусу, параметрами нарізі та теплоносіями.

Робота виконана за підтримки Національного фонду досліджень України (проект № 2023.04/0055).

Список літератури:

1. Ren Y., Luo W., He Z., Qin N. et al. Development and performance study of a radiation-enhanced heat pipe radiator for cooling high-power IGBT modules. *Applied Thermal Engineering*. 2025. Vol. 262. Art. no. 125307. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2024.125307.
2. Yurtseven M., Mete S., Onaygil S. The effects of temperature and driving current on the key parameters of commercially available, high-power, white LEDs. *Lighting Research & Technology*. 2016. Vol. 48, no. 8. P. 943–965. DOI: 10.1177/1477153515576785.
3. Li Z., Luo H., Jiang Y., Liu H. et al. Comprehensive review and future prospects on chip-scale thermal management: Core of data center's thermal management. *Applied Thermal Engineering*. 2024. Vol. 251. Art. no. 123612. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2024.123612.
4. Кравець В.Ю. Процеси теплообміну у мініатюрних випарно-конденсаційних системах охолодження: монографія. Харків, 2018. 288 с.
5. Nikolaenko Yu.E., Alekseik Ye.S., Kozak D.V., Nikolaienko T.Yu. Research on two-phase heat removal devices for power electronics. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2018. Vol. 8. P. 418–425. DOI: 10.1016/j.tsep.2018.09.012.
6. Потужний світлодіодний освітлювальний пристрій : пат. 15943 Україна: МПК F21V29/00, F21V29/71. № u202404707; заявл. 01.10.2024; опубл. 28.05.2025, Бюл. № 25. 6 с.
7. Mathry A. H., Al-Mousawi F.N., Dhaidan N.S., Al-Shohani W.A.M. et al. Impact of design and operating parameters on the thermal performance of heat pipes: A review. *Journal of Engineering Research*. 2025. Vol. 13. Iss. 2. P. 985–1000. DOI: 10.1016/j.jer.2024.02.004.

8. Jouhara H., Robinson A.J. Experimental investigation of small diameter two-phase closed thermosyphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283. *Applied Thermal Engineering*. 2010. Vol. 30, no. 2-3. P. 201–211. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2009.08.007.
9. Jiao B., Qiu L.M., Zhang X.B., Zhang Y. Investigation on the effect of filling ratio on the steady-state heat transfer performance of a vertical two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*. 2008. Vol. 28, no. 11-12. P. 1417–1426. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2007.09.009.
10. Lv F.Y., Zhang P., Orejon D., Askounis A. et al. Heat transfer performance of a lubricant-infused thermosyphon at various filling ratios. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017. Vol. 115. P. 725–736. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.07.062.
11. Alizadeh M., Ganji D.D. Heat transfer characteristics and optimization of the efficiency and thermal resistance of a finned thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 183. Art. no. 116136. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116136.
12. Kim Y., Shin D.H., Kim J.S., You S.M. et al. Effect of sintered microporous coating at the evaporator on the thermal performance of a two-phase closed thermosyphon. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019. Vol. 131. P. 1064–1074. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.11.134.
13. Carvajal-Mariscal I., De Leon-Ruiz J.E., Vazquez-Arenas J., Venegas M. Effect of Working Fluid-Filling Ratio Combination on Thermosyphon Performance as Add-In Enhancer for Indoor Air Conditioning Devices. *Energies*. 2022. Vol. 15, no. 16. Art. no. 5939. DOI: 10.3390/en15165939.
14. Castro S.I.C., Kirsch M., Kulenovic R., Starflinger J. Experimental investigation of the heat transfer characteristics, operating limits, and temperature distribution of a prototypically 3 m long two-phase closed thermosyphon for spent fuel pool passive cooling. *Experimental and Computational Multiphase Flow*. 2024. Vol. 6. P. 229–241. DOI: 10.1007/s42757-024-0193-2.
15. Kang S., Lee S., Lee J. Performance enhancement of two-phase closed thermosyphon with threaded evaporator surface. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2025. Vol. 164. Art. no. 108939. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2025.108939.
16. Мельник Р.С., Ліпницький Л.В., Ніколаєнко Ю.Є., Кравець В.Ю. та ін. Візуалізація процесів пароутворення у двофазному термосифоні за різної його орієнтації в просторі. *Технологія та конструювання в електронній апаратурі*. 2021. № 5-6. С. 46–52. DOI: 10.15222/TKEA2021.5-6.46

Alekseik Ye.S., Nikolaenko Yu.E., Kravets V.Yu., Rudenko O.I., Melnyk R.S. DETERMINATION OF THE FILLING RATIO OPTIMAL VALUE OF A GRAVITY HEAT PIPE WITH A THREADED EVAPORATOR AT VARIABLE INCLINATION ANGLE

The article deals with determination of the optimal filling ratio of a gravity heat pipe with a threaded evaporator designed for a new cooling system of an LED lighting device. Modern electronic devices convert a significant portion of the electrical energy they consume into heat, which increases their temperature and reduces their reliability and efficiency. Therefore, ensuring optimal temperature conditions for electronic equipment is a critical issue. One of the ways to solve this problem is to use two-phase thermosyphons and gravity heat pipes in electronic equipment cooling systems. Due to their high effective thermal conductivity, which is orders of magnitude higher than that of metals, their use allows to remove significant heat fluxes with minimal thermal resistance. At the same time, the thermal characteristics of two-phase thermosyphons and gravity heat pipes depend on: design parameters, thermophysical properties of the heat carrier, filling ratio, heat flux in the evaporator and orientation in space. Among these factors, the filling ratio is one of the most important, as it directly determines the overall heat transfer performance of the device. In this regard, special attention is paid to determining the optimal value of the filling ratio for two-phase thermosyphons and gravity heat pipes. In this work, experimental studies were conducted to determine the effect of the filling ratio on the thermal characteristics of a copper gravity heat pipe with a threaded evaporator filled with n-pentane and intended for use in a new cooling system for a powerful LED lighting device at an air temperature of +20°C under free convection conditions at angles of inclination to the horizon of 20°, 60°, and 90°. The average evaporator temperature, thermal resistance, and maximum heat flux transferred by the gravity heat pipe with three different filling ratios of 0.7, 1.0 and 1.2 were investigated: As a result of the research, it was found that the most optimal value is the filling ratio of 1.0, which ensures the most efficient operation of the gravity heat pipe in the specified range of inclination angles when transmitting a heat flux of up to 190 W with a thermal resistance of 0.15–0.38 K/W.

Key words: cooling system, gravity heat pipe, two-phase thermosyphone, threaded evaporator, filling ratio, thermal resistance, heat flux, inclination angle.

Дата надходження статті: 25.06.2025

Дата прийняття статті: 03.07.2025

Опубліковано: 27.10.2025