



**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова**

**ІННОВАЦІЇ В СУДНОБУДУВАННІ
ТА ОКЕАНОТЕХНІЦІ**

МАТЕРІАЛИ

**ХІ МІЖНАРОДНОЇ
НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ
КОНФЕРЕНЦІЇ**

24 – 25 вересня 2020 року

Частина I



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА

ІННОВАЦІЇ В СУДНОБУДУВАННІ ТА ОКЕАНОТЕХНІЦІ

XI Міжнародна науково-технічна конференція

МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ ЧАСТИНА I

24 – 25 вересня 2020 р.

*Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
просп. Героїв України, 9*

Миколаїв • НУК • 2020

УДК 001.895:629.5
І 66

ОРГАНІЗАТОРИ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА
МИКОЛАЇВСЬКА ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ
ДЕПАРТАМЕНТ ОСВІТИ І НАУКИ МИКОЛАЇВСЬКОЇ ОБЛАСНОЇ ДЕРЖАВНОЇ АДМІНІСТРАЦІЇ
КОМПАНІЯ «АМІКО ГРУПП»
ПІВДЕННИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР НАН УКРАЇНИ І МОН УКРАЇНИ
МОРСЬКЕ ІНЖЕНЕРНЕ БЮРО
АТ «ЗАВОД «ЕКВАТОР»
ГОЛОВНЕ УПРАВЛІННЯ ДЕРЖАВНОЇ СЛУЖБИ З НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ УКРАЇНИ
У МИКОЛАЇВСЬКІЙ ОБЛАСТІ
АСОЦІАЦІЯ ВЕТЕРАНІВ ВІЙСЬКОВО-МОРСЬКИХ СИЛ УКРАЇНИ
ДП «ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ ЦЕНТР КОРАБЛЕБУДУВАННЯ»
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ»
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БАТУМСЬКИЙ НАВЧАЛЬНО-НАВІГАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ГРУЗІЯ)
ХАРБІНСЬКИЙ ІНЖЕНЕРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (КИТАЙ)
УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ ЦЗЯНСУ (КИТАЙ)
ШАНЬДУНСЬКИЙ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (КИТАЙ)
ГДАНЬСЬКИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
ЗАХІДНО-ПОМЕРАНСЬКИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
КОШАЛІНСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)

**Матеріали публікуються за оригіналами, наданими авторами.
Претензії до організаторів не приймаються.**

**Відповідальний за випуск:
Блінцов Володимир Степанович**

І 66 **Інновації в судобудуванні та океанотехніці : Матеріали XI Міжнародної науково-технічної конференції, в 2 ч. — Ч. 1. — Миколаїв : НУК, 2020. — 640 с.**

У збірнику наведенні матеріали XI Міжнародної науково-технічної конференції «Інновації в судобудуванні та океанотехніці». Збірник становить інтерес для наукових працівників, викладачів, інженерів та студентів.

УДК 001.895:629.5

ISBN:978-966-321-XXX-X

© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2020

- [3] Установки парогазовые стационарные. Методика расчета тепловых схем установок и высоконапорных парогенераторов. РТМ 108.020.22–84. (1984).
- [4] АООТ "НПО ЦКТИ". (1998). *Тепловой расчет котла (нормативный метод)*. С.-Петербург: НПО ЦКТИ.
- [5] Романовський, Г. Ф., Сербін, С. І., & Патлайчук, В. М. (2005). *Сучасні газотурбінні агрегати: Агрегати виробництва України та Росії* (Т. 1). Миколаїв: НУК.
- [6] Романовський, Г. Ф., Сербін, С. І., & Патлайчук, В. М. (2016). *Газотурбінні агрегати: Загальна будова та класифікація* (Т. 1). Миколаїв: НУК.

Patlaichuk V. M., Kaluzhniy D. V.

Research of the parameters of a combined cycle gas turbine plant with a low-pressure steam generator based on a 25 MW gas turbine engine

Text of the annotation. *For a combined-cycle plant with a low-pressure steam generator, which is based on a 25 MW gas turbine unit, a thermal circuit has been developed, a design procedure has been determined, and thermal calculations have been performed with variable initial gas parameters in front of the gas turbine. The analysis of the results obtained during the study is carried out.*

Keywords: *combined-cycle plant; gas turbine unit; low-pressure steam generator; steam turbine; efficiency.*

Патлайчук В. Н., Калужный Д. В.

Исследование параметров парогазовой установки с низконапорным парогенератором на основе газотурбинного двигателя мощностью 25 МВт

Текст аннотации. *Для парогазовой установки с низконапорным парогенератором, которая создана на основе газотурбинного агрегата мощностью 25 МВт, разработана тепловая схема, определена методика проектирования и выполнены тепловые расчеты при переменных начальных параметрах газа перед газовой турбиной. Проведен анализ полученных в ходе исследования результатов.*

Ключевые слова: *парогазовая установка; газотурбинный агрегат; низконапорный парогенератор; паровая турбина; эффективность.*

УДК 621.184.4

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ТА РОЗРОБКА ТЕРМОСИФОННИХ ЕКОНОМАЙЗЕРІВ ДЛЯ КОТЕЛЬНИХ АГРЕГАТІВ МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ

Єпіфанов Олександр Анатолійович, к.т.н, професор, epifanov.nuk@gmail.com,

Димо Борис Васильович, к.т.н, професор, dymobv@gmail.com,

Долганов Юрій Анатолійович, к.т.н, асистент, yuri.dolganov1987@gmail.com,

Анастасенко Сергій Миколайович, к.т.н, ст. викладач, ondi2008@rambler.ru,

Пацурковський Павел Анатолійович, к.т.н, асистент, pavlo.patsurkovskyi@nuos.edu.ua,

Язловецький Андрій Валерійович, асистент, andrei.yaz83@gmail.com.

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова

Анотація. *Отримано експериментальні дані з теплопередавальної здатності двофазних гравітаційних термосифонів в режимних умовах, характерних для економайзерів котлів малої потужності. Проведено візуальні дослідження процесу кипіння робочої рідини. Рекомендовані залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні і конденсації робочої рідини. Розроблено конструкцію та методику теплового розрахунку термосифонних економайзерів.*

Ключові слова: *економайзер; термосифон; експериментальні дослідження.*

Вступна частина

Котельні агрегати малої потужності паропроодуктивністю до 20 т/год типів ДЕ, КЕ, ДКВР обладнують чавунними економайзерами [1]. Недоліком конструкції таких економайзерів є висока ціна, великі маса і габарити. Наприклад, маса чавунного економайзера ЕП-2-236, що встановлюється за котельними агрегатами ДКВР-6,5-13 ГМ, становить 7660 кг. Економайзери збирають з оребрених труб, які зазнають значного забруднення, а при використанні сірковмісних палив – низькотемпературної сірчистої корозії. Через складність забезпечення газощільності газоходу економайзерів присоси повітря можуть перевищувати 10 %, що знижує ефективність роботи котлів.

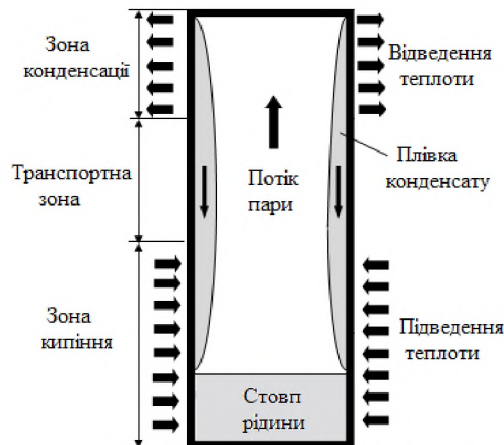


Рис. 1. Двофазний гравітаційний термосифон.

Перспективним рішенням для зниження масогабаритних показників і підвищення надійності економайзерів може бути виконання їх поверхні нагрівання з двофазних гравітаційних термосифонів. Такий термосифон складається з вакуумованої герметичної труби, яка частково заповнена робочою рідиною (рис. 1) [2]. При підведенні теплоти до зони кипіння робоча рідина починає кипіти, пара, що утворюється, рухається в зону конденсації. Теплота конденсації передається охолодному середовищу. Конденсат під дією гравітаційних (або інших масових сил) повертається в зону кипіння. У транспортній зоні зазвичай створюються адіабатні умови. Завдяки надійності роботи і високій тепловій ефективності термосифони знаходять широке застосування для утилізації теплоти відхідних газів печей і теплових двигунів, охолодження електродвигунів, трансформаторів і атомних реакторів, а також в сонячній енергетиці та системах охолодження електроніки.

Теплові характеристики термосифона, як показано в [2, 3], залежать від типу робочої рідини, ступеня заповнення (відношення об'єму рідини до об'єму випарника), геометричних розмірів, кута нахилу до горизонту, тиску в порожнині термосифона, витрати і температури охолоджуючого теплоносія.

Для вибору типу рідини в роботах [2, 3] рекомендується використовувати показник якості FOM (figure of merit):

$$FOM = \left(r \lambda_{\text{ж}}^3 \rho_{\text{ж}}^2 \mu_{\text{ж}}^{-1} \right)^{0,25},$$

де r – теплота пароутворення, Дж/кг; $\lambda_{\text{ж}}$ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К); $\rho_{\text{ж}}$ – густина, кг/м³; $\mu_{\text{ж}}$ – динамічний коефіцієнт в'язкості, Па·с.

У діапазоні температур 30...200 °С вода має найбільш високий показник якості FOM. Вона є дешевою, нетоксичною та легко доступною. Холодоагенти є прийнятними рідинами для охолодження електроніки.

В експериментальній практиці оптимальний ступінь заповнення рекомендується визначати для кожної робочої температури за умови мінімального загального термічного опору термосифона. Як показано в [2] недостатня кількість рідини в термосифоні призводить до висихання плівки конденсату, що стікає, а надмірна – її закидання до конденсатора. В статті [4] показано, що оптимальний ступінь заповнення знаходиться в діапазоні 18...22 %.

Різні кризи теплопереносу в термосифонах, які виникають в результаті висихання плівки конденсату, її пригальмовування, затоплення конденсатора (виносу рідини в зону конденсації), переходу до плівкового режиму кипіння вивчені в роботах [2-4]. Кореляція для коефіцієнта тепловіддачі при бульбашковому кипінні в стовпі рідини, яке є домінуючим механізмом в випарнику термосифона при ступені заповнення вище 30 %, була запропонована в роботі [4]

$$\alpha_{\text{кип}} = 0.32 \frac{\rho_{\text{ж}}^{0.65} \lambda_{\text{ж}}^{0.3} c_{\text{рж}}^{0.7} g^{0.2} q^{0.4}}{\rho_{\text{п}}^{0.25} r^{0.4} \mu_{\text{ж}}^{0.1}} \left(\frac{p_{\text{с}}}{p_{\text{ат}}} \right)^{0.3} \quad (1)$$

В роботі [3] експериментальні значення коефіцієнтів тепловіддачі в конденсаторі виявилися набагато нижчими за прогнозовані за формулою Нуссельта через протитечіну взаємодію рідкої і парової фаз, і, як наслідок, збільшення товщини плівки конденсату. Періодичне вибухове кипіння в термосифонах, назване гейзерним кипінням, було досліджено в [5]. Встановлено, що гейзерне кипіння може значно змінити теплову потужність термосифона, викликає вібрацію термосифона і супроводжується шумом. Показано, що гейзерне кипіння спостерігалось тільки в тих випадках, коли ступінь заповнення був більше 30 %.

Аналіз літератури показав, що експериментальних даних недостатньо для прогнозування можливості використання двофазних гравітаційних термосифонів в конструкції економайзерів котельних агрегатів, а також розробки методики їх розрахунку.

Мета роботи – дослідження працездатності і теплової ефективності двофазних гравітаційних термосифонів в режимних умовах, характерних для економайзерів котельних агрегатів малої потужності.

Основна частина

Візуалізація робочих процесів в термосифонах виконана на стенді, схема якого представлена на рис. 3, а. Термосифон виготовлений з кварцової прозорою труби внутрішнім діаметром 25 мм (рис. 3, б). Довжина випарника 1,0 м, а конденсатора – 0,5 м. Робоча рідина – дистильована вода. Ступінь заповнення становив 20...40 %. Електричний нагрівник виконаний з ніхромового дроту. Тиск всередині термосифона вимірювався мановакуумметром, а температура в випарнику і конденсаторі – датчиками ТХК-002, заведеними з нижнього і верхнього торців труби. Вакуумування термосифона здійснювалося випарюванням частини води через верхній кран до появи стійкого струменя пара. Теплова потужність термосифона визначалася за витратою охолодної води і зміною її температури.

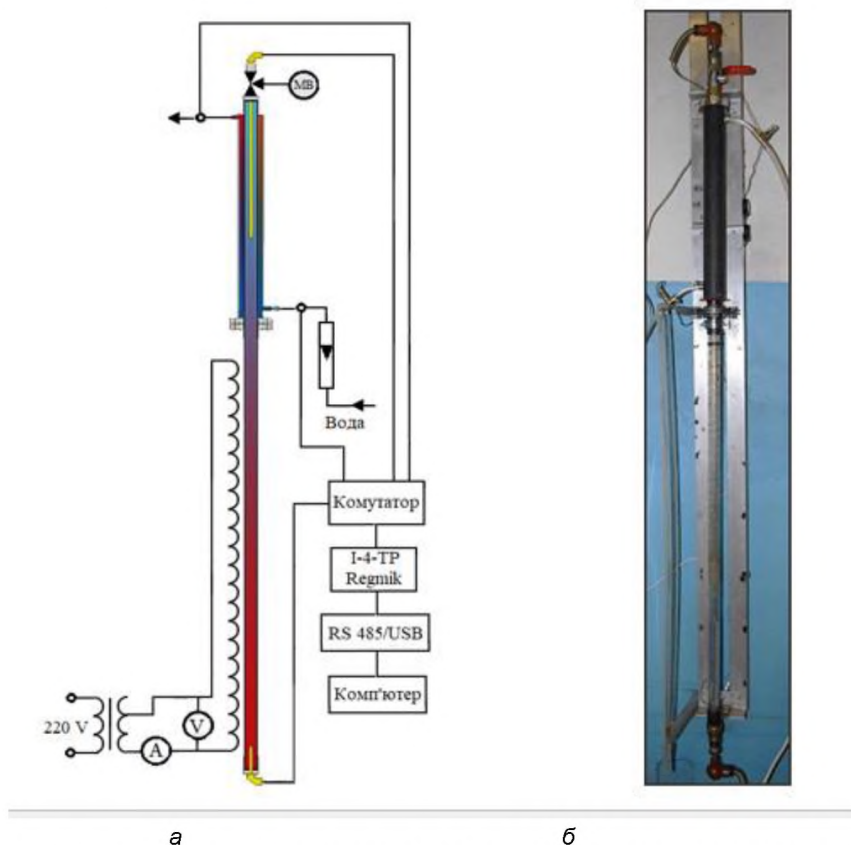


Рис 3. Експериментальний стенд для візуалізації робочих процесів в термосифоні:
а – загальний вигляд стенду; б – кварцовий прозорий термосифон.

Візуальні спостереження проводилися в діапазоні теплових навантажень $1,0 \dots 12,0 \text{ кВт/м}^2$. При малій густині теплового потоку $q < 3,0 \text{ кВт/м}^2$ у випарнику спостерігався безпульсаційний режим кипіння, рис. 4, а. Викид рідини із зони кипіння не спостерігався. При густині теплового потоку $q > 3,0 \text{ кВт/м}^2$ відбувався перехід до пульсаційного гейзерного режиму кипіння (рис. 4, б і в). Обмежені розміри поперечного перерізу термосифона були причиною того, що не всі бульбашки встигали вийти через дзеркало випаровування. У стовпі киплячої рідини відбувалося їх злиття в крупні бульбашки, розміри яких співрозмірні з внутрішнім діаметром термосифона. При руйнуванні цих бульбашок спостерігався викид рідини (рис. 4, в), який досягав верхнього торця термосифона і супроводжувався шумовим ефектом.

Як тільки переохолоджена рідина поверталася до випарника, наступав період спокою, коли температура у ванні з рідиною піднімалася до необхідного перегріву, щоб відбувся наступний процес кипіння. Зі збільшенням густини теплового потоку проміжок часу між викидами зменшувався. Хоча гейзерне кипіння небажано, такий режим не є кризою теплопереносу, а тільки псевдостабільним станом роботи термосифона.

Дослідження теплової ефективності і робочих процесів в термосифоні виконано на експериментальному стенді, схема якого представлена на рис. 5, а. Робоча ділянка термосифона, рис. 5, б, виготовлена з труби діаметром $32 \times 2,5 \text{ мм}$ (матеріал сталь 20) загальною довжиною 2 м: довжина зони кипіння 1,5 м, а зони конденсації – 0,5 м. В якості робочої рідини використовувалася дистильована вода. Вакуумування термосифона здійснювалося випаровуванням робочої рідини. Ступінь заповнення 30 %. Дослідження проводилися в режимних умовах роботи економайзерів котельних агрегатів малої потужності: температура живильної води $50 \dots 100 \text{ }^\circ\text{C}$, а продуктів згоряння – $250 \dots 310 \text{ }^\circ\text{C}$ [1]. Обігрів термосифона здійснювався повітрям. Температура повітря регулювалася зміною потужності електрокалорифера. Повітря нагніталася вентилятором в сталевий кожух діаметром $108 \times 4 \text{ мм}$, в якому розміщувалася зона кипіння термосифона. Масова витрата повітря залишалася постійною (об'ємна витрата при нормальних умовах $180 \text{ м}^3/\text{год}$). Конденсаційна зона охолоджувалася водою, яка подавалася в кільцевий простір між трубою термосифона і водяним кожухом діаметром $57 \times 3 \text{ мм}$. Температура води змінювалася в діапазоні $50 \dots 100 \text{ }^\circ\text{C}$, а її масова витрата – від 0,005 до 0,028 кг/с. Зовні повітряний і водяний кожухи ізолювались пухшнуром з товщиною шару 40 мм.

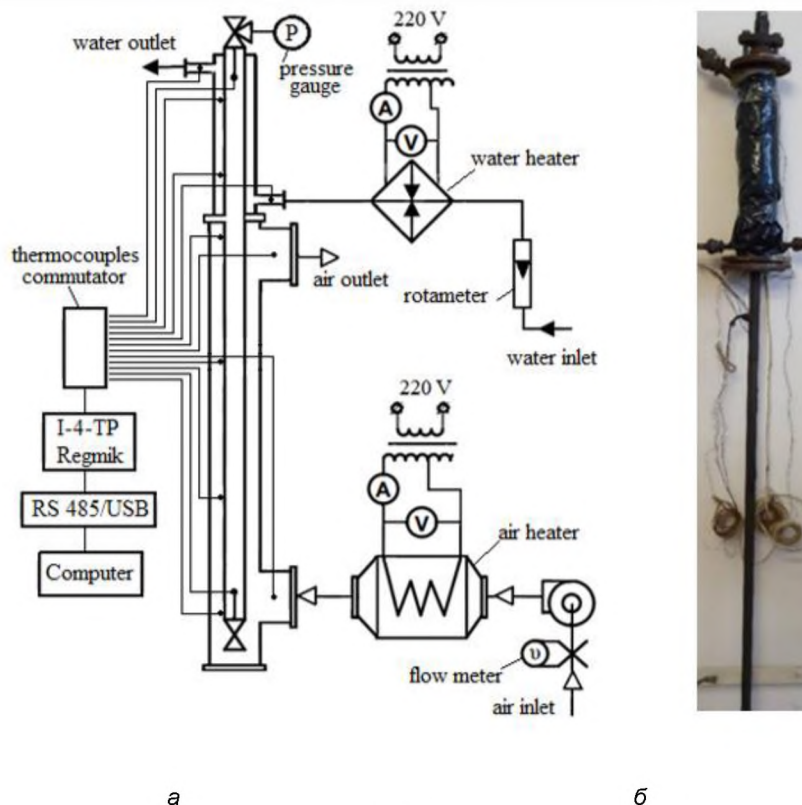
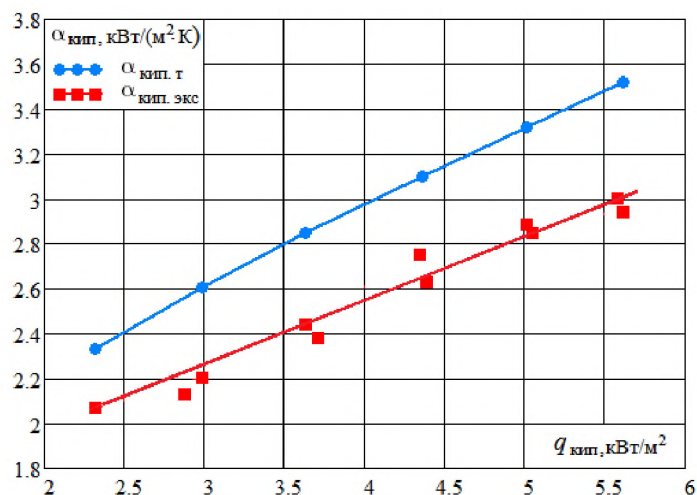


Рис. 5.

Температура води і повітря, стінки термосифона і робочої рідини вимірювалася за допомогою хромель-копелевих термопар. Аналоговий сигнал від термопар оброблявся в цифрових вимірювачах температури Regmik типу І-4 (чотирьохканальних) і далі по лініях зв'язку через інтерфейс-перетворювач типу RS 485/USB подавався на комп'ютер. Витрата повітря вимірювався за допомогою вхідного вимірювального пристрою – лемніскати, а води – ротаметром РС-5. Точність результату непрямого вимірювання оцінювалася середньою квадратичною похибкою. Відносна похибка визначення теплової потужності термосифона не перевищувала $\pm$



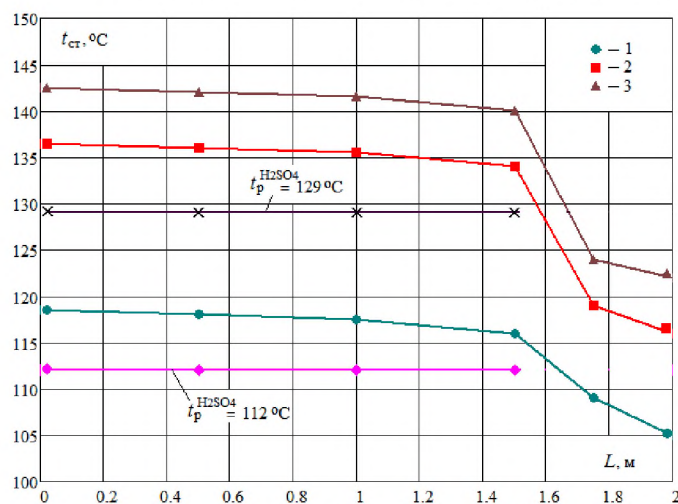
7,5% для мінімальних значень величин і $\pm 3,5\%$ для максимальних, а коефіцієнтів тепловіддачі – відповідно ± 4 і $\pm 9,5\%$.

$$1 - t_{\text{вод}}^{\text{ВХ}} = 60^\circ\text{C}; 2 - t_{\text{вод}}^{\text{ВХ}} = 80^\circ\text{C}; 3 - t_{\text{вод}}^{\text{ВХ}} = 100^\circ\text{C}.$$

Рис. 6. Залежність теплової потужності термосифона від температури повітря,

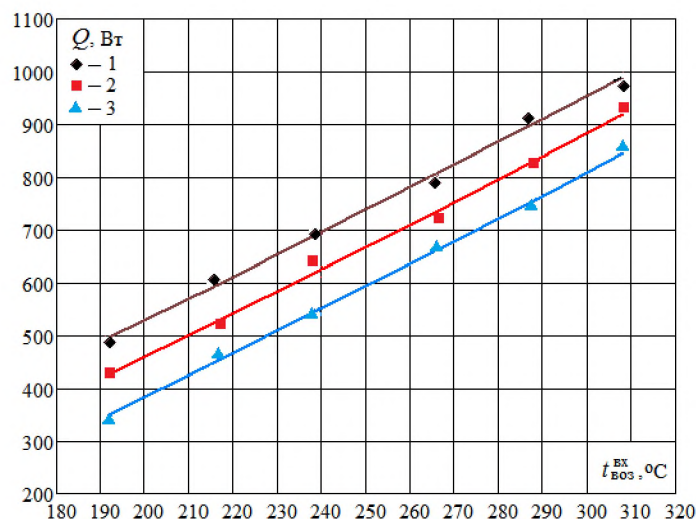
$$G_{\text{вод}} = 0,028 \text{ кг/с}.$$

У досліджуваному інтервалі режимних параметрів теплова потужність термосифона змінювалася в діапазоні

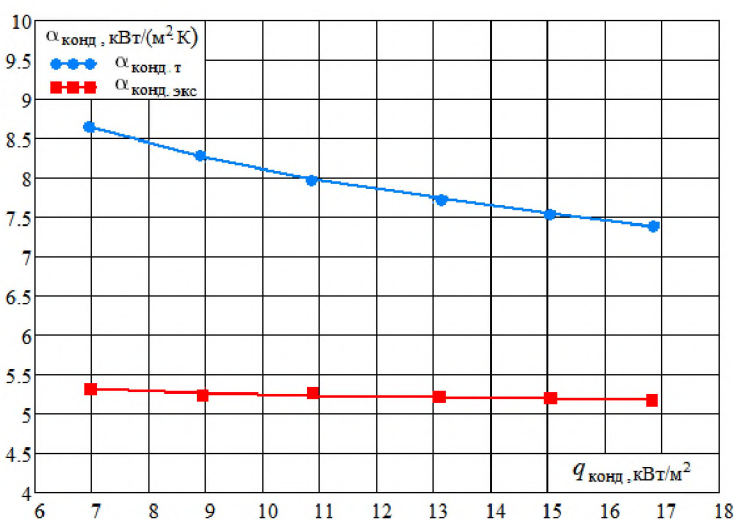


350...990 Вт, рис. 6. Густина теплового потоку в зоні кипіння становила 2192...6572 Вт/м², а в зоні конденсації – 6963...19720 Вт/м².

Рис. 9. Зіставлення експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації з формулою Нуссельта (2).



При цьому обмежень теплопереносу не спостерігалось. При густині теплового потоку в зоні кипіння більше 3000 Вт/м^2 спостерігався гейзерний режим кипіння. Значний вплив на теплову потужність термосифона справляє режим охолодження зони конденсації. Зростання температури охолоджуючої води призводить до зниження теплової потужності термосифона. Зі збільшенням витрати води теплова потужність термосифона збільшується.



На рис. 7 показано зміну температури зовнішньої стінки термосифона по його висоті, а також температуру точки роси продуктів згоряння сірчастого ($S^r = 1,4\%$), і високосірчастого ($S^r = 2,8\%$) мазутів. Температура точки роси визначалася за емпіричною формулою [1], $^\circ\text{C}$,

$$t_p^{\text{H}_2\text{SO}_4} = t_s + 2 \cdot 10^3 \sqrt{S^r / Q_i^r},$$

Рис. 8. Зіставлення експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні з кореляцією (1).

де t_s – температура насичення водяної пари при її парціальному тиску в продуктах згоряння, $^\circ\text{C}$; S^r – вміст горючої сірки на робочу масу, %; Q_i^r – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг .

При температурі води 100°C і повітря 308°C температура стінки термосифона перевищувала точку роси як для сірчастого (112°C), так і для високосірчастого мазутів (129°C), що дозволить запобігти руйнуванню стінки через низькотемпературну корозію. Тільки при мінімальній температурі повітря 192°C температура стінки термосифона менше точки роси для високосірчастого мазуту.

Як показано на рис. 8, кореляція (1) дає завищені значення коефіцієнтів тепловіддачі в зоні кипіння в порівнянні з експериментальними даними на 11,2... 16,4% в діапазоні густин теплового потоку 2,3...5,6 кВт/м². Це можна пояснити гейзерним характером кипіння – необхідністю для початку процесу кипіння підігрівання переохолодженої рідини, яка повертається в зону кипіння після викиду. Зі зростанням густини теплового потоку розбіжність між значеннями збільшується, бо період між викидами зменшується.

1 – $G_{\text{вод}} = 0,028$ кг/с, $t_{\text{ВОЗ}}^{\text{BX}} = 192$ °C; 2 – $G_{\text{вод}} = 0,028$ кг/с, $t_{\text{ВОЗ}}^{\text{BX}} = 308$ °C; 3 – $G_{\text{вод}} = 0,012$ кг/с, $t_{\text{ВОЗ}}^{\text{BX}} = 308$ °C.

Рис. 7. Зміна температури зовнішньої стінки термосифона по висоті, $t_{\text{ВОЗ}}^{\text{BX}} = 100$ °C.

Для коефіцієнтів тепловіддачі в зоні конденсації термосифона отримані значні розбіжності між прогнозованими формулою Нуссельта [3]

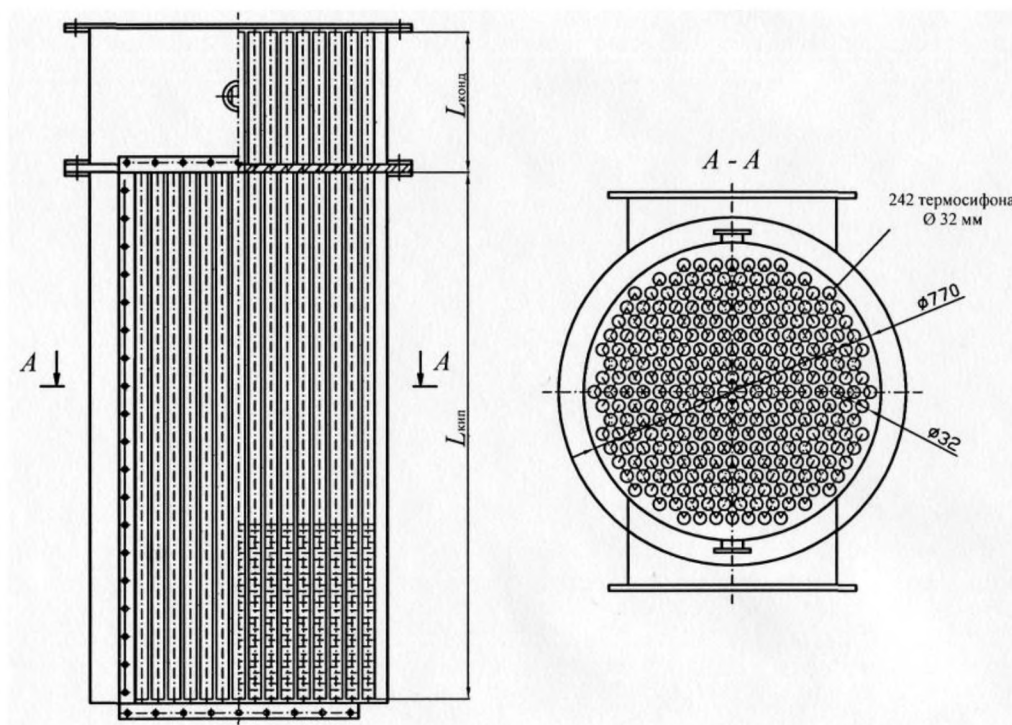
$$\alpha_N = 0.943 \left(\frac{(\rho_l - \rho_v) g \lambda_l^3 (r + 0.68 c_{pl} (t_s - t_w^{\text{cond}}))}{v(t_s - t_w^{\text{cond}}) L_{\text{cond}}} \right)^{0.25} \quad (2)$$

і експериментальними даними, рис. 9.

Формула (2) дає завищені на 38,6...29,9 % значення в діапазоні густин теплового потоку 6,9...16,8 кВт/м². Розбіжність експериментальних і теоретичних значень можна пояснити збільшенням товщини плівки конденсату через її пригальмовування паром, наявністю в порожнині термосифона газів (повітря), що не конденсуються, викидами робочої рідини.

Конструкція термосифонного економайзера показана на рис. 10. Особливість методики теплового розрахунку термосифонного економайзера – необхідність визначення температури насичення робочої рідини і коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні і конденсації всередині термосифонів, а також перевірка термосифонів на критичні теплові навантаження [6].

Виконано тепловий розрахунок термосифонного економайзера для котельних агрегатів типу ДКВР паропроductивністю 2,0, 4,0 і 6,5 т/год (тиск пара 1,4 МПа; паливо – мазут сірчистий). У порівнянні з чавунними маса термосифонних економайзерів менше в 2,4 рази для котлів ДКВР-4,0-13 і в 3,1 рази для котлів ДКВР-6,5-13. Результати розрахунку представлені в таблиці 1. Крім того, за рахунок виключення присосов повітря в газохід економайзера забезпечується підвищення ККД котла на 0,3...0,5%.



Таблиця 1. Розрахункові характеристики термосифонного економайзера

Характеристика	Тип котла		
	ДКВР-2,5-13	ДКВР-4,0-13	ДКВР-6,5-13
Теплова потужність економайзера, кВт	108	165	244
Температура живильної води, °С	100	100	100
Температура газів на вході, °С	300	295	285
Кількість термосифонів	242	242	242
Діаметр термосифонів, мм	32 × 3	32 × 3	32 × 3
Довжина зони кипіння, мм	890	1400	1800
Довжина зони конденсації, мм	220	345	440
Поверхня зони кипіння, м ²	21,6	34,1	43,7
Поверхня зони конденсації, м ²	5,4	8,5	10,9
Газодинамічний опір, Па:	198	224	282
Маса, кг	1385	1993	2454

Висновки

1. Досліджено працездатність і теплову ефективність одиночного сталевого (сталь 20) термосифона загальною довжиною 2,0 м (довжини зон кипіння і конденсації відповідно 1,5 і 0,5 м) і внутрішнім діаметром 0,028 м в режимних умовах роботи економайзерів котельних агрегатів малої потужності. Встановлено, що теплова потужність термосифона змінюється в діапазоні 350...990 Вт. При цьому обмежень теплопереносу не спостерігалось.
2. Показано, що температура стінки термосифона перевищує точку роси продуктів згоряння як для сірчастого, так і для високосірчастого мазутів, що дозволить запобігти низькотемпературній корозії.
3. Показано, що експериментальні значення коефіцієнтів тепловіддачі в зоні кипіння і конденсації добре узгоджуються з літературними даними. Рекомендовані залежності для розрахунку термічних опорів при фазових переходах робочої рідини.

Список літератури

- [1] Єпіфанов, О. А. (2004). *Тепловий розрахунок котельних агрегатів малої потужності*. Миколаїв: НУК.
- [2] Reay, D., Kew, P. (2006). *Heat Pipes: Theory, Design and Applications* (5th ed.). Butterworth Heinemann: Oxford.
- [3] Smith, K. (2016). Two-Phase Flow and Heat Transfer in Reflux Thermosyphons. (A thesis of Doctor in Philosophy). Department of Mechanical & Manufacturing Engineering University of Dublin, Trinity College.
- [4] Imura, H., Ssaguchi, K., Kozai, H. (1983). Critical heat flux in a closed two-phase thermosyphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 26 (8), pp.1181–1188.
- [5] Khazaei, I., Hosseini, R., Noie, S.H. (2010). Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon. Retrieved from www.elsevier.com/locate/apthermeng.
- [6] Єпіфанов, А.А., Дымо, Б.В., Долганов, Ю.А., Анастасенко, С.Н. (2020). Экспериментальное исследование двухфазных закрытых термосифонов для экономайзеров котлов. *Проблемы региональной энергетики*, № 2 (46), 65-78.
- [1] Yefifanov O. A. (2004). *Тепловий розрахунок котельних агрегатів малої потужності*. Mykolaiv: NUK. (in Ukrainian).
- [2] Reay, D., Kew, P. (2006). *Heat Pipes: Theory, Design and Applications* (5th ed.). Butterworth Heinemann: Oxford.
- [3] Smith, K. (2016). Two-Phase Flow and Heat Transfer in Reflux Thermosyphons. (A thesis of Doctor in Philosophy). Department of Mechanical & Manufacturing Engineering University of Dublin, Trinity College.
- [4] Imura, H., Ssaguchi, K., Kozai, H. (1983). Critical heat flux in a closed two-phase thermosyphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 26 (8), pp.1181–1188.
- [5] Khazaei, I., Hosseini, R., Noie, S.H. (2010). Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon. Retrieved from www.elsevier.com/locate/apthermeng.

- [6] Yepifanov, A.A., Dymo, B.V., Dolhanov, YU.A., Anastasenko, S.N. (2020). Eksperymental'ne doslidzhennya dvofaznykh zakrytykh termosyfoniv dlya ekonomayzeriv kotliv. Problemy rehional'noyi enerhetyky, № 2 (46), 65-78. (in Russian).

Yepifanov A. A., Dymo B. V., Dolganov Yu. A., Anastasenko S. N., Patsurkovskiy P.A., Yazlovetsky A.V

STUDY OF WORKING PROCESSES AND DEVELOPMENT OF THERMOSYPHON ECONOMIZERS FOR BOILER UNITS OF LOW POWER

Annotation. *Experimental data on the heat transfer capacity of two-phase gravitational thermosyphons in operating conditions typical for low-power boilers economizers are obtained. Visual studies of the boiling process of the working fluid were carried out. Dependencies for calculating of heat transfer coefficients during boiling and condensation of a working fluid are recommended. The design and method of thermal calculation of thermosyphon economizers are developed.*

Key words: *economizer; thermosyphon; experimental studies.*

УДК 539.3

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ МОДЕЛЕЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ГТД

Моргун С.А., канд. техн. наук, доцент

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина, Николаев

serhii.morhun@nuos.edu.ua

<https://orcid.org/0000-0003-2881-7541>

Анотація. *Викладено методику побудови уточненої скінчено-елементної моделі лопаткових конструкцій, що мають значне розповсюдження в енергомашинобудуванні. З використанням розроблених тривимірних криволінійних скінчених елементів вирішено задачу визначення частот власних коливань робочих лопаток турбіни. Отримано кращу збіжність чисельного рішення порівняно з використанням розповсюджених типів скінчених елементів.*

Ключові слова: *тривимірні скінчені елементи, лопатки турбомашин, частоти власних коливань, чисельне рішення, збіжність.*

Введение

С момента появления метода конечных элементов (МКЭ) одной из сфер его применения были расчеты на прочность. Свойства конечно-элементных моделей определяются используемыми конечными элементами. В зависимости от сложности исследуемых конструкций возникает необходимость использовать имеющиеся или разрабатывать новые конечные элементы.

Лопатки являются составными частями для многих изделий, используемых в энергомашиностроении. Детали данного типа обладают высокой трудоемкостью при изготовлении, что, в свою очередь, обусловлено появлением конструктивной неоднородности во время их формообразования. Поэтому вопросы, связанные с рациональным проектированием подобных конструкций на основе метода конечных элементов, нашли свое отражение в работах ряда авторов. Так в работах [1, 2] при помощи МКЭ исследуются как охлаждаемые, так и не охлаждаемые лопатки турбины, однако, недостатком предложенных методик является то, что перо лопатки, а тем более его полость не могут быть корректно смоделированы двумерными конечными элементами. Это, в свою очередь, снижает достоверность полученных результатов. Поэтому в ряде работ [3 – 5] используются трехмерные конечно-элементные модели лопаток. Так в [3] при моделировании пера лопатки применяются четырехузловые конечные элементы оболочечного типа, а для бандажной полки и замковой части – восьмиузловые призматические элементы. При исследовании лопаточных венцов в работе [4] для конечно-элементной аппроксимации использовались восьмиузловые призматические элементы, а в [5] – четырехузловые элементы секторного типа. Комплексные исследования лопаточного аппарата турбомашин при помощи МКЭ в трехмерной постановке проводились Ю.С. Воробьевым [6 – 8].

Анализ приведенных выше работ позволяет сделать вывод о том, что метод конечных элементов обладает наибольшей вычислительной точностью только в случае рационального выбора всех типов элементов, описывающих составные части лопатки. Поэтому задача разработки уточненных математических моделей лопаточных конструкций с использованием трехмерных конечных элементов, учитывающих все их конструктивные особенности, является актуальной.