

УДК 621:43.016

DOI [https://doi.org/10.15589/znп2025.2\(500\).56](https://doi.org/10.15589/znп2025.2(500).56)

COMPARISON OF DIFFERENT COOLING SYSTEM SCHEMES FOR AUTOMOTIVE INTERNAL COMBUSTION ENGINES

ПОРІВНЯННЯ РІЗНИХ СХЕМ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Oleksiy A. Gogorenko

oleksiy.gogorenko@gmail.com

ORCID: 0000-0002-9157-6659

Yuriy L. Moshentsev

yuriimosh@gmail.com

ORCID: 0000-0002-1377-7498

Andrii V. Nemchenko

andrii.nemchenko@nuos.edu.ua

ORCID: 0009-0005-0650-3949

О. А. Гогоренко,

канд. техн. наук, доцент

Ю. Л. Мошенцев,

канд. техн. наук, профессор

А. В. Немченко,

аспірант

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв*

Abstract. The aim of the study is to develop an efficient cooling system layout for an automotive internal combustion (IC) engine that ensures optimal coolant parameters and minimal weight and dimensional characteristics, as well as to perform a comparative analysis of the proposed layout with a typical cooling system used in practice. The methodology is based on mathematical modeling of thermal processes occurring within the cooling system's heat exchangers, including radiators, charge air coolers, exhaust gas recirculation (EGR) coolers, and oil coolers. Calculations of heat dissipation modes were carried out using heat transfer equations, considering variable coolant temperature and flow rate parameters. Mathematical models of two cooling system schemes were constructed, enabling the identification of dependencies between key system characteristics (total core mass, radiator frontal area, air-side pressure drop, etc.) and controllable variables. The study revealed that optimal coolant flow distribution and thermal regime selection can reduce the total mass of heat exchanger cores by 30...40 % compared to a conventional system. In particular, the cooling system developed at NUOS exhibits a significantly lower oil cooler mass (1.0...1.6 kg versus 36...45 kg in the baseline configuration) and a simplified layout due to the use of a single charge air cooler instead of two. All system components are coordinated in terms of coolant flow and temperature, enabling effective heat removal while maintaining acceptable aerodynamic resistance. A systematic approach to IC engine cooling system design is proposed, involving stepwise optimization of heat exchanger parameters and the implementation of regulated circulation loops with controlled coolant flow rates. Quantitative relationships between temperature parameters and critical performance indicators of the cooling system were established, allowing for informed selection of optimal design solutions. The proposed cooling system layout can be applied in the development of new or upgraded automotive IC engines to enhance cooling efficiency, reduce weight and dimensions, and ensure stable engine thermal conditions. The results of the study can be directly implemented in engineering design practice within the field of engine development.

Key words: cooling system; oil cooler; radiator; charge air cooler.

Анотація. Метою дослідження є розробка ефективної схеми системи охолодження для автомобільного двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), яка забезпечує раціональні параметри теплоносіїв та мінімальні масогабаритні показники, а також здійснення порівняльного аналізу цієї схеми з типовою системою охолодження, що використовується на практиці. У роботі застосовано метод математичного моделювання теплових процесів, які протікають у теплообмінниках системи охолодження, зокрема в радіаторах, охолоджувачах наддувального повітря, рециркуляційних газів та масла. Проведено розрахунки режимів тепловідведення на основі рівнянь теплообміну з урахуванням змінних параметрів температури та витрати теплоносіїв. Для двох схем систем охолодження побудовано моделі, що дозволяють встановити залежності ключових характеристик систем (сумарної маси, площ фронтів радіаторів, повітряного опору тощо) від керованих змінних. У процесі дослідження визначено, що оптимальна витрата теплоносія та вибір температурного режиму дозволяють знизити сумарну масу серце-

вин теплообмінників до 30...40 % у порівнянні з традиційною схемою. Зокрема, спроектована в НУК система демонструє значно нижчі значення маси охолоджувача масла (1,0...1,6 кг проти 36...45 кг у базовій схемі) та спрощену конструкцію за рахунок використання одного охолоджувача наддувного повітря замість двох. Усі компоненти узгоджено за витратою теплоносія та температурою, що дозволяє досягти ефективного тепловідведення при збереженні прийнятного аеродинамічного опору. В роботі запропоновано системний підхід до проєктування системи охолодження ДВЗ, що включає послідовну оптимізацію параметрів теплообмінників і використання керованих циркуляційних контурів з регульованими витратами теплоносіїв. Встановлено кількісні залежності між температурними параметрами та критичними показниками ефективності системи охолодження, що дозволяє обґрунтовано визначати раціональні конструктивні рішення. Запропонована схема системи охолодження може бути використана при проєктуванні нових або модернізації існуючих автомобільних ДВЗ для досягнення високої ефективності охолодження, зниження масогабаритних характеристик та забезпечення стабільного температурного режиму двигуна. Результати дослідження можуть бути безпосередньо впроваджені у проєктно-конструкторську діяльність в галузі двигунобудування.

Ключові слова: система охолодження; охолоджувач масла; радіатор; охолоджувач наддувного повітря.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Протягом тривалого часу системи охолодження (СО) автомобільних двигунів залишалися практично незмінними в своїй базовій конструкції та принципах функціонування. Однак зростаючі вимоги до екологічної ефективності, особливо щодо зниження викидів шкідливих речовин у відпрацьованих газах, вимагають переосмислення підходів до проєктування цих систем.

Сучасні автомобільні СО складаються з численних компонентів, кожен з яких відіграє важливу роль у забезпеченні ефективності двигуна. До них належать, зокрема, охолоджувач наддувного повітря (ОНП) та охолоджувач масла, які безпосередньо впливають на тепловий баланс двигуна. Додаткові елементи, такі як конденсатор кондиціонера повітря в салоні, обігрівач салону і теплообмінник системи рециркуляції вихлопних газів хоча і мають значення для загальної роботи автомобіля, є другорядними у контексті забезпечення теплової рівноваги двигуна.

Ігнорування або недооцінка особливостей кожного з компонентів може мати серйозні наслідки для функціонування СО загалом. Це може спричинити перегрів двигуна, перевантаження основних вузлів системи та, як наслідок, зниження ефективності енергетичної установки. Вибір раціональної схеми СО і оптимізація роботи всіх компонентів системи стає ключовою задачею сучасного проєктування систем для двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ).

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Проєктування СО сучасних ДВЗ вимагає комплексного підходу. Ключовим аспектом є правильна оцінка теплотехнічних можливостей кожного окремого елемента СО, оскільки їх ігнорування може спричинити перегрів або перевантаження системи, що вплине на стабільність роботи двигуна. На прикладі автомобільної СО можна виділити такі допоміжні компоненти, як конденсатор кондиціонера та радіатор обігріву салону. Хоча ці елементи не належать до основних вузлів СО, недооцінка їх впливу або неправильно враховані параметри можуть призвести

до дисбалансу в роботі системи, що негативно позначиться на функціонуванні двигуна. У роботах [1–10] розглянуто шляхи вдосконалення окремих елементів СО, спрямовані на підвищення їх ефективності. Однак реальний вплив кожного елемента на загальну продуктивність СО можна адекватно оцінити лише за умови сумісного аналізу всієї системи. Крім того, питання оптимізації параметрів теплоносіїв, таких як температура та витрата, потребують особливої уваги. У публікаціях [11–13] розглянуто методики розрахунку теплових параметрів для всієї системи, які дозволяють забезпечити оптимальну роботу двигуна та знизити ризики теплових перевантажень.

ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕВИРІШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

Аналіз сучасних публікацій, присвячених системам охолодження ДВЗ, виявляє певні обмеження у підходах до вирішення проблеми. Більшість досліджень зосереджуються на вдосконаленні окремих елементів СО з метою підвищення їхньої індивідуальної ефективності. Інша частина робіт присвячена розрахункам СО для конкретних двигунів, що дозволяє досягти оптимальних характеристик для визначених умов експлуатації. В існуючих дослідженнях переважно відсутня системна оцінка принципів проєктування ефективних СО, яка враховує не лише окремі елементи, а й їх інтеграцію в єдину систему. Зокрема, недостатньо уваги приділяється аналізу впливу вибору схеми СО на параметри теплоносіїв.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою даного дослідження є розробка схеми СО для автомобільного ДВЗ, яка забезпечує раціональні параметри теплоносіїв і має оптимальні масогабаритні характеристики. У процесі роботи передбачається виконання порівняльного аналізу розробленої СО із вже існуючими аналогами.

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Методи дослідження включають математичне моделювання окремих елементів СО та комплексний

розрахунок її загальної структури, що охоплює всі теплообмінники. Об'єктом дослідження є процеси тепловідведення у теплообмінниках та функціонування СО в цілому. Предметом дослідження виступають параметри та закономірності взаємодії теплоносіїв у системі, які визначають її ефективність та стабільність роботи.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Проектування СО слід виконувати, дотримуючись низки раціональних принципів [11]. Основною рекомендацією є створення системи у вигляді кількох циркуляційних контурів, які включають двигун і теплообмінники. Згідно з цими принципами, теплоджерела та теплорозсіювачі повинні бути послідовно з'єднані у ланцюги, утворені теплоносієм внутрішнього контуру (ТВК).

Обов'язковим є наявність окремого контуру з нерегульованою витратою ТВК, який включає двигун, а також одного або кількох контурів з регульованими витратами теплоносія. Це дозволяє мінімізувати масу серцевин теплообмінників, включених до цих контурів, та забезпечити ефективний розподіл теплового навантаження.

Недотримання цих правил проектування, навіть менш значущих, може призводити до формування нерациональних параметрів СО, що негативно впливає на ефективність, енергоємність та масо-габаритні характеристики системи.

Для порівняння розглядаються дві СО: Схема А – запропонована авторами [14], Схема В – розроблена в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова (НУК) з дотриманням наведених принципів проектування.

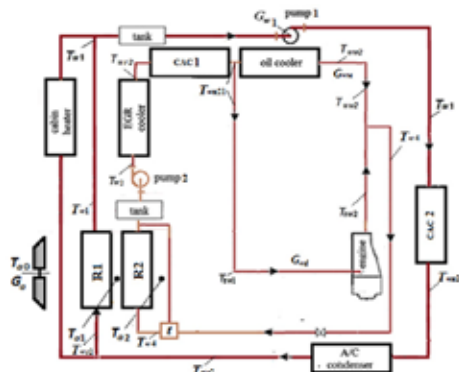


Рис. 1. Схема А системи охолодження автомобільного ДВЗ, запропонована в [14]

При порівнянні обидві системи мають однотипні теплообмінники з поверхнями теплообміну (ПТ) які забезпечують мінімально можливі масо-габаритні характеристики серцевин за інших рівних умов.

У серцевинах охолоджувачів наддувного повітря (CAC), охолоджувача рециркуляційних газів (EGR) і радіаторів (R) використовується ПТ, зображена на рис. 3 та 4.

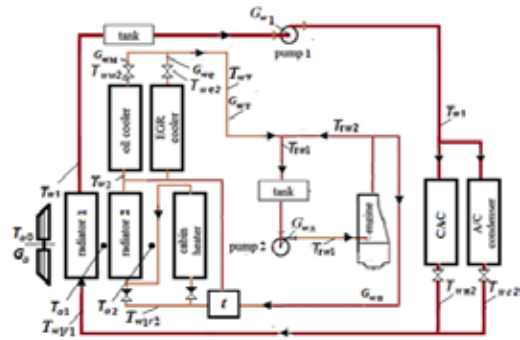


Рис. 2. Схема В системи охолодження автомобільного ДВЗ, розроблена в НУК

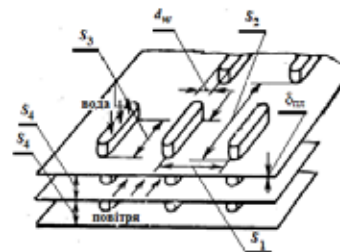


Рис. 3. Аксометрія коридорного пучка плоско-овальних труб із груповим оребренням плоским поперечним ребром (для CAC і EGR)

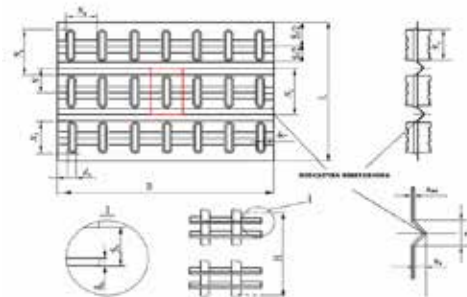


Рис. 4. Коридорний пучок плоско-овальних труб з груповим оребренням плоским поперечним ребром з гофрами (для CAC і EGR)

Охолоджувач масла (ОС) виконаний у вигляді кожухотрубного теплообмінника, який містить трубний пучок із гладких тонкостінних труб (рис. 5). Технічні параметри відповідних ПТ наведені в табл. 1.

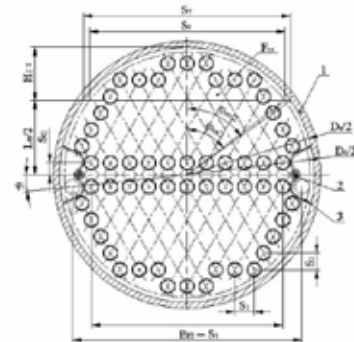


Рис. 5. Поперечний переріз охолоджувача масла

Таблиця 1. Параметри решіток серцевин теплообмінників у системах охолодження

№	Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Для САС, R, EGR (див. рис. 3, 4)			
1.	Висота поперечного перерізу трубки, мм	d_w	2,5
2.	Найбільший габарит поперечного перерізу, мм	S_3	17,0
3.	Крок між поперечними рядами трубок, мм	S_2	23,0
4.	Крок між ребрами, мм	S_4	2,054
5.	Товщина стінки трубки, мм	δ_{cm}	0,25
6.	Товщина пластин оребрення, мм	$\delta_{пл}$	0,08
7.	Ширина гофра, мм	e	4,0
8.	Висота гофра від поверхні, мм	h_r	2,5
9.	Число поперечних рядів гофрів на довжині S_2	$Z_{гг}$	2
10.	Відстань між трубками в поперечному ряду, мм	S_1	10,0
11.	Крок між гофрами за ходом повітря, мм	S	23,0
Для ОС (див. рис. 5)			
12.	Зовнішній діаметр трубки, мм	d_o	5,0
13.	Внутрішній діаметр трубки, мм	d_w	4,5
14.	Кут розбивки в трубній дошці, град.	$\varphi_{тр}$	30
15.	Проміжок між сусідніми рядами трубок, мм	S_{II}	1,5
16.	Товщина стінки трубки, мм	$\delta_{ст}$	0,25
17.	Крок між трубками за глибиною, мм	S_2	6,5
18.	Крок, перпендикулярний руху води, мм	S_1	7,5
19.	Відстань центрального ряду від осевої лінії, мм	S_{II}	3,0
20.	Відстань від зовнішніх поверхонь трубок до краю вирізу діафрагми, мм	g	2,0

Таблиця 2. Вихідні параметри, прийняті однаковими під час розрахунків порівнюваних СО

№	Параметр, розмірність	Позначення	Значення
1.	Потужність двигуна, кВт	N_e	188
2.	Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	n	6000
3.	Тиск повітря перед компресором, кПа	P_0	100
4.	Тиск повітря після компресора, кПа	P_1	220
5.	Тиск газів за двигуном, кПа	P_{r1}	248,95
6.	Температура повітря перед R_1 , °C	$T_{во}$	40
7.	Температура повітря перед компресором, °C	T_0	40
8.	Температура повітря за компресором, °C	T_1	153,1
9.	Температура повітря в ресивері, °C	T_s	50,0
10.	Температура газів за двигуном, °C	T_{r1}	921,0
11.	Температура газів за EGR, °C	T_2	120,0
12.	Температура води за двигуном, °C	$T_{гв2}$	105
13.	Температур масла після двигуна, °C	$T_{м1}$	105
14.	Тепловий потік в охолоджуючу рідину, кВт	Q_w	50,8
15.	Тепловий потік в масло, кВт	Q_m	10,0
16.	Тепловий потік від кондиціонера, кВт	Q_c	20,0
17.	Тепловий потік від САС, кВт	Q_n	25,4
18.	Тепловий потік від рециркуляції газів, кВт	Q_r	29,6
19.	Витрата води через двигун, кг/с	$G_{вод}$	4
20.	Витрата наддувного повітря, кг/с	G_n	0,245
21.	Витрата масла, кг/с	G_m	1,65
22.	Витрата рециркуляції газів, кг/с	G_r	0,035
23.	Витрата води через конденсатор*, кг/с	G_{wc}	0,50
24.	Витрата вентиляторного повітря, кг/с	G_b	6

* розрахунки виконувалися і за інших постійних значень цієї величини, від 0,1 до 0,5 кг/с із кроком 0,1.

При порівнянні СО було прийнято однакові параметри навколишнього повітря, робочі характеристики двигуна, значення теплових потоків в охолоджуючу рідину, Q_w , теплових потоків в масло Q_o , потоків

від наддувного повітря Q_c , від рециркуляційних газів Q_r , потоки від кондиціонера Q_a , а також низку інших параметрів, однакових для обох систем охолодження (табл. 2).

При проектуванні систем враховувалося, що радіатори мають однакову площу фронту і встановлені послідовно в потоці повітря від вентилятора. Повітряний опір блочного радіатора (двох послідовно встановлених радіаторів), Δp_{R2} , виконано однаковим і дорівнює 44...47 мм вод. ст. Проектування теплообмінників виконувалося таким чином, щоб пучки склалися з цілого числа трубок і цілого числа рядів трубок. У разі розрахункових дробових значень цих параметрів виконувалося округлення. За такого способу проектування (він близький до реального) неминучі стрибки опору і величин мас серцевин, особливо помітні для радіаторних блоків.

При розрахунках систем використовувався можливий метод розв'язання систем рівнянь, що описують рух потоків теплоносіїв і теплових потоків у системах [11, 12]. Для однозначного розв'язання таких систем рівність числа невідомих числу рівнянь забезпечувалася доповненням шуканих параметрів із заданими значеннями. В якості таких параметрів були виділені ККД обох ОНП, $\eta_{нв1}$ і $\eta_{нв2}$, а також температура ТВК за ОНП₂, t_{wh2} . Для схеми В було виділено температури ТВК за радіатором R_1 , t_{w1} , за ОНП, t_{wh2} , за охолоджувачем масла, ОС, t_{wm2} , за охолоджувачем рециркуляційних газів, EGR, t_{wr2} . Практично, спроектовані СО виводяться на розрахункові параметри регулювання витрат ТВК через ланцюжки теплообмінників. Задані температури з цими витратами однозначно пов'язані. Таким чином, при визначенні раціональної температури, фактично знаходиться раціональна витрата ТВК через конкретні теплообмінники. Для багатьох випадків математично набагато зручніше задавати і розглядати як незалежні змінні саме температури, а не витрати ТВК. Аналогічно можна задавати й інші змінні. Зокрема, для схеми А такими задано $\eta_{нв1}$ і $\eta_{нв2}$. Задаючи «зручні» додаткові невідомі, можна простежити залежність критично важливих параметрів СО від їхньої зміни, і знайти в такий спосіб найраціональніший варіант конструкції системи. Наприклад, розглядаючи залежність сумарної маси серцевин теплообмінників (M_Σ) від температури ТВК за першим радіатором (R_1), t_{w1} , (рис. 6) для схеми В, можна встановити, що мінімальне значення M_Σ приблизно відповідає $t_{w1} = 47,5$ °C, чому відповідатиме певна витрата ТВК, взята з розрахунків. Тобто, $t_{w1} = 47,5$ °C є раціональною температурою для спроектованої СО.

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

На рис. 6...8 зображено залежності критичних параметрів СО схеми В від температур ТВК за охолоджувачем наддувного повітря, САС, t_{wh2} , і охолоджувачем масла, ОС, t_{wm2} .

Із залежностей для M_Σ на рис. 6 впливає, що мінімум M_Σ відповідає приблизно $t_{wh2} = 94$ °C. Аналогічно, з рис. 7 видно, що величина площі фронту радіатора, F , залишиться прийнятною при такій же температурі. З рис. 8 впливає, що повітряний опір

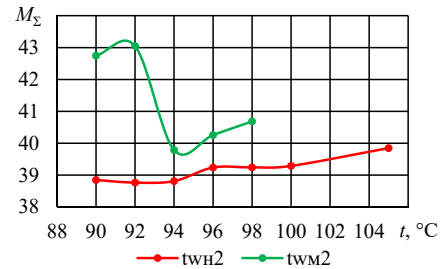


Рис. 6. Залежність сумарної маси всіх ТО в схемі В від температури ТВК за САС і ОС при $G_{wc} = \text{const} = 0,5$ кг/с

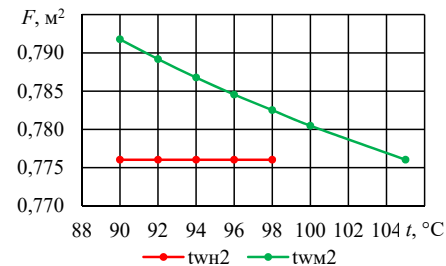


Рис. 7. Залежність площі фронту радіатора від температури ТВК за САС і ОС при $G_{wc} = \text{const} = 0,5$ кг/с для схеми В

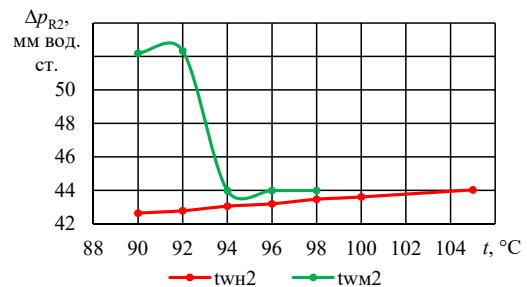


Рис. 8. Залежності повітряного опору другого радіатора від температури ТВК за САС і ОС за $G_{wc} = \text{const} = 0,5$ кг/с для схеми В

другого радіатора, Δp_{R2} (для першого радіатора він залишається постійним і становить приблизно 10 мм вод. ст.), також досягає мінімуму при $t_{wh2} = 94$ °C.

Температура ТВК за EGR, t_{wr2} , приймається рівною t_{wm2} , оскільки оптимізація EGR не має суттєвого значення через масу його серцевини та значення M_Σ . Це дозволяє скоротити кількість невідомих параметрів.

Площа фронту радіатора, F , залежить тільки від температур t_{w1} і t_{wh2} , проте ця залежність не є суттєвою. Натомість температура t_{w1} істотно впливає на опір Δp_{R2} , який різко зростає після досягнення $t_{w1} = 47,5$ °C. Вплив інших температур на Δp_{R2} незначний.

Якщо досягати мінімального значення F лише шляхом підбору відповідних температур, це призведе до суттєвого збільшення M_Σ і значного зростання опору Δp_{R2} , що є вкрай небажаним. Щоб отримати збалансовані значення F і M_Σ та забезпечити низький повітряний опір радіаторів, доцільно прийняти такі температури: $t_{wh2} = t_{wr2} = t_{wm2} = 94$ °C; $t_{w1} = 47,5$ °C.

Для схеми А було побудовано та проаналізовано аналогічні графіки, які відрізняються від попередніх вибором додаткових змінних. Для СО було обрано три додаткові змінні: температура ТВК за EGR (t_{wr2}), ККД САС₁ ($\eta_{нв1}$) і ККД САС₂ ($\eta_{нв2}$).

Температура t_{wr2} залишалася практично незмінною і становила 101,7 °С. При будь-яких інших значеннях цієї температури система виявлялася непрацездатною за обраних початкових умов.

Залежності критичних параметрів системи, показаної на рис. 1, від $\eta_{нв1}$ і $\eta_{нв2}$ наведено на рис. 9 і 10.

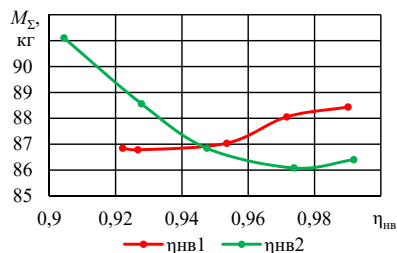


Рис. 9. Залежність M_{Σ} від зміни $\eta_{нв1,2}$ для схеми А за постійного $G_{wc} = 0,5$ кг/с

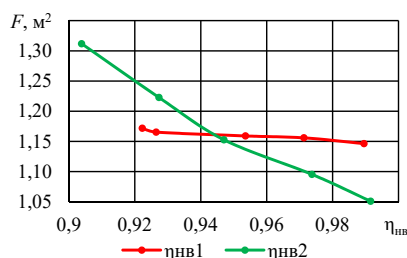


Рис. 10. Залежності площі фронту блочного радіатора від зміни $\eta_{нв1,2}$ для схеми А за постійного $G_{wc} = 0,5$ кг/с

При цьому встановлено, що ККД САС практично не впливає на повітряний опір радіаторів. Враховуючи отримані залежності, доцільно прийняти такі значення: $\eta_{нв1} = 0,95$ та $\eta_{нв2} = 0,97$.

Встановлено, що зміна прийнятої витрати ТВК через конденсатор кондиціонера G_{wc} істотно впливає на критичні параметри розглянутих систем. На рис. 11 і 12 наведено характер цього впливу для порівнюваних систем, який відрізняється за своєю динамікою.

Зокрема, схема А досягає оптимальних значень F при $G_{wc} = 0,3$ кг/с, тоді як для схеми В найкращі значення цього параметра спостерігаються при $G_{wc} = 0,5$ кг/с. Мінімальне значення M_{Σ} у схеми В також досягається при $G_{wc} = 0,5$ кг/с, а для схеми А – за тієї ж витрати.

ВИСНОВКИ

На підставі проведеного аналізу можна здійснити порівняння розглянутих систем охолодження за основними показниками.

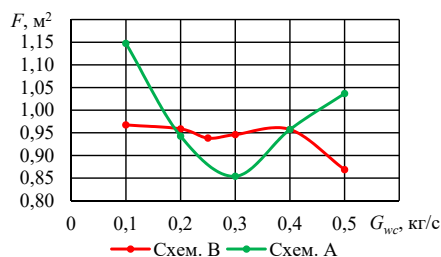


Рис. 11. Залежності площі фронтів радіаторів від зміни G_{wc} для порівнюваних систем при опорі блоку радіаторів $\Delta p_{RS} = 44...46$ мм вод. ст.

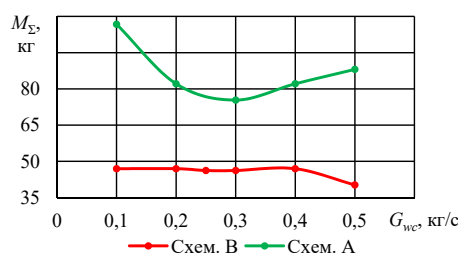


Рис. 12. Залежності M_{Σ} від зміни G_{wc} для порівнюваних систем при опорі блоку радіаторів $\Delta p_{RS} = 44...46$ мм вод. ст.

Площі фронтів, F , блокових радіаторів для порівнюваних систем різні за різних G_{wc} (рис. 11). Проте, навіть за різних значень витрати, відмінності між ними залишаються незначними.

Суттєвіші відмінності спостерігаються за показником сумарної маси серцевин теплообмінників M_{Σ} (рис. 12). Для схеми А M_{Σ} значно перевищує відповідний показник схеми В для всього діапазону витрат G_{wc} . Основним чинником такого перевищення є велика маса серцевини охолоджувача масла (ОС), що у схемі А становить 36...45 кг, тоді як у схемі В цей показник дорівнює лише 1,0...1,6 кг.

Додатковою відмінністю є використання у схемі А двох охолоджувачів наддувного повітря (САС), у той час як схема В оснащена лише одним. Наявність двох охолоджувачів ускладнює конструкцію системи, збільшує її габарити та масу, при цьому не забезпечуючи жодних відчутних переваг щодо теплотехнічних характеристик чи ефективності охолодження.

Таким чином, можна зробити висновок, що схема В, побудована на основі обґрунтованих принципів проектування, має низку переваг. Вона відзначається меншою сумарною масою теплообмінників, простішою конструкцією, а також більш раціональними характеристиками за критеріями масогабаритної ефективності без втрати функціональних показників. Це робить її більш доцільною для практичного застосування порівняно з системою за схемою А.

REFERENCES

- [1] Kulyk, O. Y., & Antoshchenkov, V. M. (2018). Pokrashchennia teplovoho stanu DVZ rozrobkoiu enerhoefektyvnoi systemy okholodzhennia [Improvement of the thermal state of ICE by developing an energy-efficient cooling system]. In *Proceedings of the International Scientific and Practical Conference «Innovative Developments in the Agricultural Sector»*. Vol. 1, p. 217 [in Ukrainian].
- [2] Cherednikov, V. M., Cherednikova, O. V., & Huzyk, D. V. (2021). Vyprobuvannia ventyliatora systemy okholodzhennia dvyhuna vnutrishnoho zghoriannia helikoptera v umovakh zharkoho klimatu [Testing of a helicopter internal combustion engine cooling system fan under hot climate conditions]. *Ventilation, Lighting and Heat and Gas Supply*, (39), pp. 53–60 [in Ukrainian].
- [3] Kononov, D. V., Kobalava, H. O., & Starodubets, S. I. (2017). Systema okholodzhennia nadduvnoho povitria sudnovoho dvyhuna vnutrishnoho zghoriannia termopresorom z uporskuvanniam perehritoi vody [Cooling system for the charge air of a marine internal combustion engine using a thermopressor with superheated water injection]. *Aerospace Engineering and Technology*, 3(318), pp. 104–111 [in Ukrainian].
- [4] Yevsieieva, N. O., Sukhonos, R. F., Riaboshapka, N. Ye., & Sme-tanko, O. V. (2024). Doslidzhennia osoblyvosti roboty systemy okholodzhennia 4-taktnoho dyzelnoho dvyhuna [Investigation of the operating features of a 4-stroke diesel engine cooling system]. *Science and Technology Today*, 2(30), pp. 805–817 [in Ukrainian].
- [5] Moshentsev, Yu. L., Gogorenko, O. A., & Korohodskiy, V. A. (2024). Proiektuannia radiatornykh seksii dlia teplovoziv na osnovi shakovoho puchka bimetalievnykh trubok [Design of radiator sections for locomotives based on a checkerboard bundle of bimetallic tubes]. *Scientific Proceedings «Railway Rolling Stock»*, (28), pp. 22–33 [in Ukrainian].
- [6] Yevsieieva, N. O., Sukhonos, R. F., & Krestianinov, S. P. (2024). Matematychni modeliuvannia protsesu prohrivu systemy okholodzhennia DVZ iz elektroprivodom vodiianoho nasosa [Mathematical modeling of the warming process of an ICE cooling system with electric water pump drive]. *Novyi materialy i tekhnologii v metalurhii ta mashynobuduvanni*, (1), pp. 76–81 [in Ukrainian].
- [7] Marchenko, A. P., Fedorov, A. Yu., Linkov, O. Yu., & Klimov, V. F. (2018). Obgruntuvannia neobkhidnosti rehuliuannia roboty systemy okholodzhennia dyzelia nazemnoi transportnoi mashyny [Justification of the necessity to regulate the cooling system operation of a diesel engine for ground transportation machinery]. *Avtomobilnyi transport*, 43, pp. 12–17 [in Ukrainian].
- [8] Thulukkanam, K. (2013). Heat exchanger design handbook (2nd ed.). *CRC Press.*, 1245 p.
- [9] Hesselgreaves, J. E. (2001). Compact heat exchangers: Selection, design and operation. *Pergamon*. 398 p.
- [10] Annaratone, D. (2010). Handbook for heat exchangers and tube banks design. *Springer*. 176 p.
- [11] Moshentsev, Yu. L., & Gogorenko, O. A. (2023). Bazova skhema systemy okholodzhennia DVZ, yak osnova dlia stvorennia vysokoeffektyvnykh system [Basic cooling system scheme of internal combustion engines as a basis for creating highly efficient systems]. *Zbirnyk naukovykh prats NUK*, 1(490), pp. 86–95 [in Ukrainian].
- [12] Moshentsev, Y., Gogorenko, O. & Dvirna, O. (2022). Rational liquid cooling systems of internal combustion engines. *Advances in Science and Technology Research Journal*, 16(1), pp. 158–169.
- [13] Moshentsev, Yu. L., Gogorenko, O. A., & Minchev, D. S. (2020). Systemy okholodzhennia ta teploobminni aparaty dvyhuniv vnutrishnoho zghoriannia [Cooling systems and heat exchange apparatuses of internal combustion engines] [Textbook]. 234 p. [in Ukrainian].
- [14] Cipollone, R., Di Battista, D., Gualtieri, A., et al. (2013). A novel engine cooling system with two circuits operating at different temperatures. *Energy Conversion and Management*, 75, pp. 581–592.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Кулик, О. Ю. & Антощенко В. М. (2018). Покращення теплового стану ДВЗ розробкою енергоефективної системи охолодження. *Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні розробки в аграрній сфері»*. Том 1. Харків: ХНТУСГ, С. 217.
- [2] Чередніков, В. М., Череднікова, О. В. & Гузик, Д. В. (2021). Ви-пробування вентилятора системи охолодження двигуна внутрішнього згорання гелікоптера в умовах жаркого клімату. *Наук.-техн. зб. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*, Вип. 39. С. 53–60.
- [3] Коновалов, Д. В., Кобалава Г. О. & Стародубець С. І. (2017). Система охолодження наддувного повітря суднового двигуна внутрішнього згорання термopресором з упорскуванням перегрітої води. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. Вип. 3 (318). С. 104–111.
- [4] Євсєєва, Н. О., Сухонос, Р. Ф., Рябошапка, Н. Є. & Сметанко, О. В. (2024). Дослідження особливостей роботи системи охолодження 4-тактного дизельного двигуна. *Наука і техніка сьогодні*. Вип. 2 (30). С. 805–817.
- [5] Мошенцев, Ю. Л., Гогоренко, О. А. & Корогодський, В. А. (2024). Проектування радіаторних секцій для тепловозів на основі шахового пучка біметалевих трубок. *Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад»*. Вип. 28. С. 22–33.
- [6] Євсєєва, Н. О., Сухонос, Р. Ф. & Крест'янінов, С. П. (2024). Математичне моделювання процесу прогріву системи охолодження ДВЗ із електроприводом водяного насоса. *Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні*. Вип. 1(2024). С. 76–81.
- [7] Марченко, А. П., Федоров, А. Ю., Лінков, О. Ю. & Клімов В. Ф. (2018). Обґрунтування необхідності регулювання роботи системи охолодження дизеля наземної транспортної машини. *Автомобільний транспорт*. Вип 43 (2018). С. 12–17.

- [8] Thulukkanam, K. (2013). Heat exchanger design handbook (2nd ed.). *CRC Press.*, 1245 p.
- [9] Hesselgreaves, J. E. (2001). Compact heat exchangers: Selection, design and operation. Pergamon. 398 p.
- [10] Annaratone, D. (2010). Handbook for heat exchangers and tube banks design. Springer. 176 p.
- [11] Мошенцев, Ю. Л. & Гогоренко, О. А. (2023). Базова схема системи охолодження ДВЗ, як основа для створення високоефективних систем. *Збірник наукових праць НУК*. № 1 (490). С. 86–95.
- [12] Moshentsev, Y., Gogorenko, O. & Dvirna, O. (2022). Rational liquid cooling systems of internal combustion engines. *Advances in Science and Technology Research Journal*, 16(1), pp. 158–169.
- [13] Мошенцев, Ю. Л., Гогоренко, О. А. & Мінчев Д. С. (2020). Системи охолодження та теплообмінні апарати двигунів внутрішнього згоряння. Навчальний посібник. 234 с.
- [14] Cipollone, R., Di Battista, D., Gualtieri, A., et al. (2013). A novel engine cooling system with two circuits operating at different temperatures. *Energy Conversion and Management*, 75, pp. 581–592.

© Гогоренко О. А., Мошенцев Ю. Л., Немченко А. В.

Дата надходження статті до редакції: 12.05.2025

Дата затвердження статті до друку: 29.05.2025