

<https://doi.org/10.31891/2307-5732-2026-365-10>

УДК 621.43.068:629.33

СВІДЕРСЬКИЙ ВЛАДИСЛАВ

Хмельницький національний університет

<https://orcid.org/0000-0003-4816-6977>

e-mail: svidersky.vladyslav@gmail.com

БАБАК ОЛЕГ

Хмельницький національний університет

<https://orcid.org/0000-0002-1068-0631>

e-mail: ang.babak@gmail.com

МАКОВКІН ОЛЕГ

Хмельницький національний університет

<https://orcid.org/0000-0003-4487-7448>

e-mail: makovkin@ukr.net

ВИЧАВКА АНАТОЛІЙ

Хмельницький національний університет

<https://orcid.org/0009-0009-1467-9337>

e-mail: vichavka@ukr.net

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ АВТОМОБІЛЯ

У роботі проаналізовано недоліки відомих способів діагностування радіатора системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), до яких належать обмежені технологічні можливості та низька продуктивність виконання дослідних операцій. Під час розрахунку охолоджувального пристрою автомобіля найбільш несприятливим є режим міського руху повністю завантаженого транспортного засобу на дорожньому під'їомі зі швидкістю 20 км/год, що обмежується транспортним потоком. Саме цей режим і приймається як розрахунковий для системи охолодження. Водночас відомі методики не забезпечують можливості проведення повноцінного дослідження системи охолодження автомобіля за зазначених умов експлуатації.

Проведені експериментальні дослідження блоку «радіатор–вентилятор» системи охолодження ДВЗ із використанням спеціально розробленого стенда дозволяють застосовувати отримані результати для теплового та конструктивного розрахунку радіатора з метою оцінювання його ефективності за різних режимів роботи двигуна.

Запропонований спосіб дослідження та розрахунку системи охолодження двигунів внутрішнього згоряння може бути використаний під час розроблення систем охолодження транспортних засобів. Технічний сервіс радіатора автомобіля, що виконується на розробленому стенді, забезпечує можливість об'єктивного оцінювання ефективності охолодження двигуна внутрішнього згоряння.

Ключові слова: система охолодження, двигун внутрішнього згоряння, радіатор, автомобіль.

SVIDERSKYI VLADYSLAV, BABAK OLEG, MAKOVKIN OLEG, VICHAVKA ANATOLY

*Khmelnysky National University

RESEARCH OF THE PARAMETERS OF THE COOLING SYSTEM OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE OF A CAR

It has been established that the thermal regime of an internal combustion engine (ICE), and thus its reliability and efficiency, is determined by the cooling device: the car radiator. The shortcomings of known methods for diagnosing the radiator of the ICE cooling system have been analyzed, including limitations of their technological capabilities and low productivity of research operations. When calculating the cooling device for a car, there are several calculation modes of movement. The least favorable is the mode of city traffic of a fully loaded car on a road slope at a speed of 20 km/h, which is limited by the traffic flow. This mode is usually used when calculating the cooling system. Known methods do not have the ability to study the cooling system of a car in this mode. Research on the "radiator-fan" block of the internal combustion engine cooling system has been carried out using a specially patented stand, which allows the experimental results to be used for the thermal constructive calculation of the radiator in order to evaluate its effectiveness under different ICE operating modes. The developed method of researching and calculating the cooling systems of internal combustion engines can be used to develop cooling systems for cars and tractors. The practical value of the proposed method for studying the parameters of the ICE cooling system is also that during prolonged operation of the radiator, deposits accumulate on its surfaces, which significantly impairs the heat transfer process. To determine the degree of contamination of the tubular-plate heat exchanger, the coefficient of efficiency β , proposed by Polish scientist Tadeusz Hobler, is suggested to be determined. The technical service of the car radiator, performed on the developed stand, makes it possible to evaluate the cooling efficiency of the internal combustion engine.

Keywords: cooling system, engine of internal combustion, efficiency, radiator, car.

Стаття надійшла до редакції / Received 10.02.2026

Прийнята до друку / Accepted 13.03.2026

Опубліковано / Published 28.05.2026



This is an Open Access article distributed under the terms of the [Creative Commons CC-BY 4.0](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

© Свідерський Владислав, Бабак Олег, Маковкін Олег, Вичавка Анатолій

Вступ

В Україні автомобілі експлуатуються в складних кліматичних умовах, особливо в теплий період року за високих температур навколишнього середовища та низької відносної вологості. З огляду на зростання енергонасиченості сучасних автомобілів, а також підвищення вартості кольорових металів і палива, питання зниження матеріалоемності теплообмінників і зменшення витрат палива під час експлуатації транспортних засобів набуває особливої актуальності.

У зв'язку з цим системи охолодження двигунів автомобілів, що експлуатуються в Україні, повинні забезпечувати надійну роботу за мінімальних габаритів, маси та енергоспоживання, водночас підтримуючи оптимальний тепловий режим двигуна [1].

Аналіз останніх досліджень

Техніко-експлуатаційні показники автомобілів, які відповідають вимогам технічних умов на їх створення, визначаються конструктивними особливостями вузлів, систем і агрегатів, зокрема двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ). Тепловий режим двигуна, а отже його надійність, довговічність і паливна економічність, значною мірою залежать від ефективності функціонування системи охолодження [1].

Система охолодження повинна забезпечувати раціональний тепловий режим ДВЗ, запобігаючи його перегріву та надмірному охолодженню. При цьому охолоджувальний пристрій має бути компактним, виготовленим із мінімальним використанням дефіцитних і дорогих кольорових металів, а також споживати мінімальну потужність для приводу вентилятора.

Кліматичні умови України характеризуються значними температурними коливаннями. У літній період максимальна температура повітря може досягати +39 °С, а в південних і південно-східних регіонах — до +41 °С. Найнижчі показники відносної вологості (близько 30 %) спостерігаються у травні–липні на більшій частині території країни, що додатково ускладнює теплові режими роботи ДВЗ.

До недоліків відомих методів діагностування радіаторів систем охолодження належать обмежені технологічні можливості та низька продуктивність виконання діагностичних операцій [2].

Питання дослідження параметрів систем охолодження ДВЗ висвітлені у працях Канарчука В. Є. [2], Лудченка О. А. [3], Фарнальчука Є. Ю. [4] та інших науковців. Проте в зазначених роботах недостатньо уваги приділено оцінюванню ефективності функціонування системи охолодження після проведення ремонтних робіт, а також забезпеченню її надійності в реальних експлуатаційних умовах, що зумовлює необхідність подальших досліджень у цьому напрямі.

Під час розрахунку системи охолодження легкового автомобіля розглядають декілька характерних режимів руху. Найбільш несприятливим є режим міського руху повністю завантаженого автомобіля на підйомі зі швидкістю 20 км/год, обмеженою транспортним потоком. Саме цей режим приймається як розрахунковий. Однак відомі методики дослідження не забезпечують можливості повного моделювання та вивчення роботи системи охолодження у таких умовах [5, 6].

Практика експлуатації свідчить про випадки зупинки автомобілів унаслідок перегріву ДВЗ, що вказує на необхідність поглибленого дослідження процесів теплопередачі в радіаторах та впливу режимів роботи вентилятора на ефективність охолодження.

Постановка проблеми

Система охолодження двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) відіграє ключову роль у забезпеченні його надійної та довговічної роботи. Радіатор автомобіля повинен підтримувати оптимальний тепловий режим, запобігаючи перегріву двигуна, що може призвести до зниження потужності, підвищеного зношування деталей та аварійних відмов.

Водночас сучасні вимоги до автомобільної техніки передбачають: компактність конструкції; мінімізацію використання дорогих кольорових металів; зниження енергоспоживання, зокрема потужності, що витрачається на привід вентиляторів; підвищення загальної ефективності та економічності транспортного засобу. Підвищення техніко-експлуатаційних характеристик автомобіля досягається шляхом удосконалення блоку «радіатор–вентилятор» у системі охолодження двигуна. Особливу увагу слід приділяти оптимальному вибору конструктивних параметрів радіатора, характеристик вентилятора, а також режимів їх роботи в різних умовах експлуатації.

Таким чином, питання покращення техніко-експлуатаційних характеристик автомобіля шляхом дослідження блоку «радіатор–вентилятор» є актуальним і потребує подальшого наукового опрацювання.

Мета та завдання

Мета роботи – дослідити параметри системи охолодження ДВЗ на різних режимах його роботи, забезпечити підвищення точності при виконанні теплового конструктивного розрахунку радіатора та запропонувати критерій оцінки його ефективності.

Завдання роботи: розширити функціональні можливості дослідження параметрів системи охолодження ДВЗ; удосконалити методику теплового конструктивного розрахунку радіатора; розробити критерій оцінки ефективності блоку «радіатор–вентилятор»; сформулювати рекомендації щодо проектування систем охолодження автомобілів та тракторів.

Виклад основного матеріалу

Визначення параметрів системи охолодження ДВЗ виконувалось з достатньо високою точністю з допомогою стенда (рис. 1) [7].

Після запуску холодного двигуна на стенді охолоджувальна рідина циркулює навколо головки та блоку циліндрів. Нагріта рідина за допомогою водяного насоса подається до радіатора опалення. Унаслідок теплового розширення охолоджувальної рідини підвищується її рівень у розширювальному бачку. На початковому етапі подача рідини через основний радіатор не відбувається, оскільки термостат перебуває у закритому положенні.

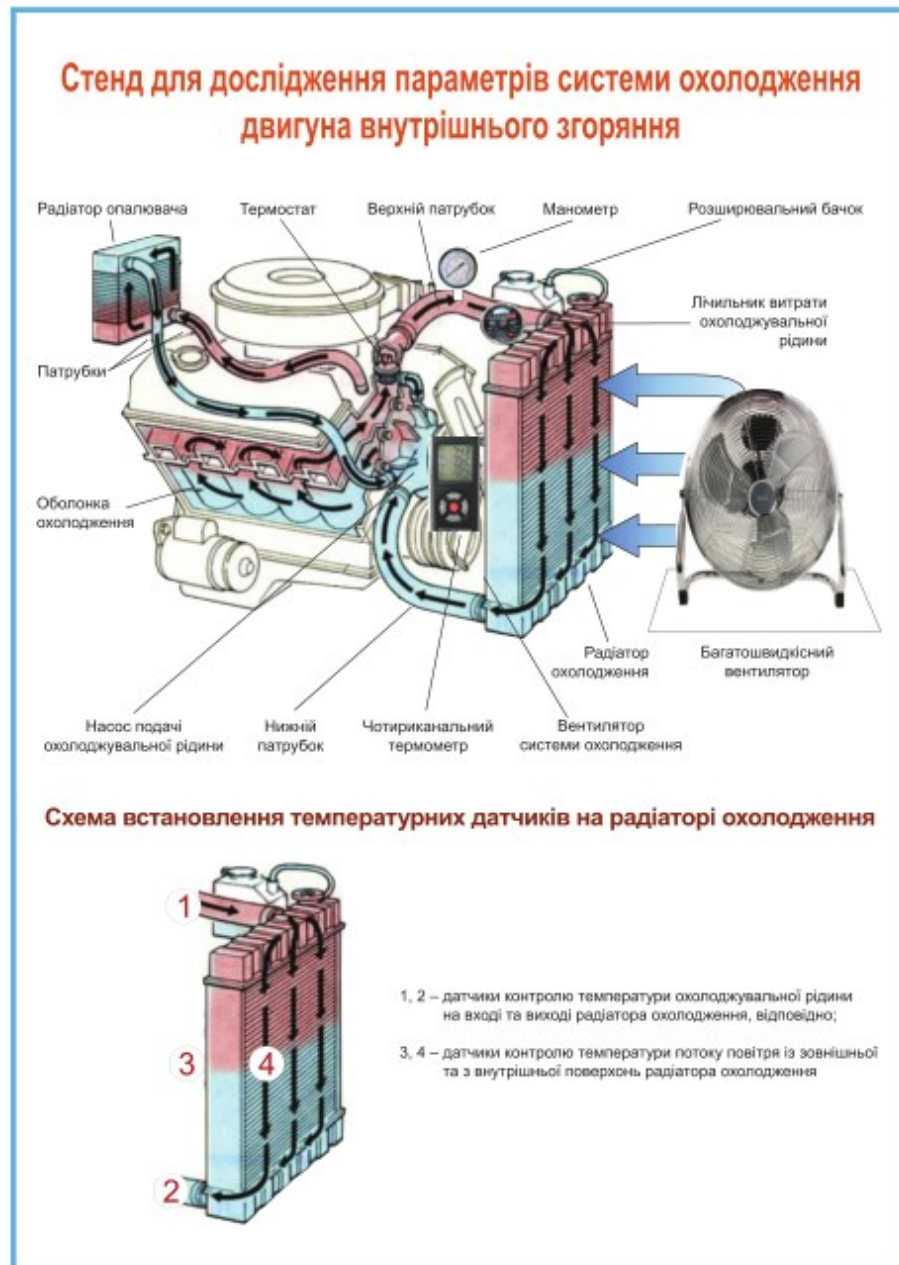


Рис. 1. Стенд для дослідження параметрів системи охолодження двигуна внутрішнього згорання

Після досягнення заданої температури термостат відкривається і гаряча охолоджувальна рідина надходить по трубопроводу до радіатора. Під час проходження через радіатор відбувається її охолодження потоком зовнішнього повітря. Вентилятор радіатора вмикається автономно за допомогою спеціального перемикача.

На цьому режимі роботи ДВЗ за допомогою чотириканального термометра NKTECH MPR-9815 вимірюють температури у чотирьох контрольних точках: на вході та виході охолоджувальної рідини, на внутрішній і зовнішній поверхнях радіатора (температура повітряного потоку). Тиск охолоджувальної рідини на вході до радіатора визначають манометром, а її витрату – лічильником витрати.

Для моделювання режиму руху повністю завантаженого автомобіля на дорожньому підйомі зі швидкістю до 20 км/год (умови обмеженого транспортного потоку) додатково вмикають високопродуктивний підлоговий тришвидкісний вентилятор TURBO 451 N PLUS потужністю 120 Вт, який забезпечує максимальну швидкість повітряного потоку до 4,5 м/с.

За різних швидкостей набігаючого повітряного потоку виконують вимірювання температур у зазначених чотирьох точках, а також тиску і витрати охолоджувальної рідини на вході до радіатора (рис. 1).

Проведені дослідження блоку «радіатор–вентилятор» системи охолодження ДВЗ дають можливість використовувати отримані експериментальні результати для виконання теплового та конструктивного розрахунку радіатора з метою оцінювання його ефективності за різних режимів роботи двигуна [8,9].

Результати вирішення основних завдань проблеми і їх обговорення

Дослідження параметрів системи охолодження ДВЗ проводили після 30 хвилин роботи двигуна за таких режимів: I режим – двигун працює у стаціонарному режимі; охолоджувальна рідина циркулює по малому та великому колах; увімкнений штатний вентилятор із дифузором; II режим – вмикається вентилятор TURBO 451 N PLUS (120 Вт) із мінімальною швидкістю повітряного потоку 2,5 м/с; III режим – вмикається вентилятор TURBO 451 N PLUS (120 Вт) із середньою швидкістю повітряного потоку 3,5 м/с; IV режим – вмикається вентилятор TURBO 451 N PLUS (120 Вт) із максимальною швидкістю повітряного потоку 4,5 м/с. На кожному режимі за допомогою приладу NKTECH MPR-9815 визначали температури у чотирьох контрольних точках: на вході та виході охолоджувальної рідини, а також на внутрішній і зовнішній поверхнях радіатора (рис. 1). Одночасно вимірювали тиск охолоджувальної рідини на вході до радіатора та її витрату. За отриманими експериментальними даними виконували тепловий конструктивний розрахунок радіатора автомобіля для оцінювання його ефективності на різних режимах роботи ДВЗ. Результати вимірювань та розрахунків наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

Експериментальні та розрахункові дані

Режим	Температура, °С				Тиск охолоджувальної рідини, бар	Витрата охолоджувальної рідини, м ³ /с, ·10 ⁻⁴
	На вході охолоджувальної рідини у радіатор	На виході охолоджувальної рідини з радіатора	Потоку повітря з внутрішньої поверхні радіатора	Потоку повітря з зовнішньої поверхні радіатора		
I	59	56	27	31	1,48	5,4
II	55	49	30	22	1,52	5,3
III	51	46	29	21	1,49	5,2
IV	48	42	29	19	1,51	5,1

Обробка експериментальних результатів дослідження

Тепловий та конструктивний аналіз автомобільних радіаторів проводиться для визначення основних характеристик теплообміну: коефіцієнта теплопередачі, ефективної площі поверхні теплообміну та кількості переданої теплоти.

1. Рівняння теплового балансу.

У загальному випадку тепловий баланс теплообмінника описується співвідношенням:

$$Q_V = Q_W + \Delta Q \quad (1)$$

де Q_V – теплова потужність, що віддається гарячим теплоносієм, Вт; Q_W – теплова потужність, сприйнята холодним теплоносієм, Вт; ΔQ – втрати теплоти в навколишнє середовище, Вт.

Втрати теплоти залежать від конструкції апарата, режиму його роботи та ефективності теплоізоляції. Для кожного теплообмінного пристрою їх визначають окремо.

Теплову потужність визначають з урахуванням коефіцієнта теплових втрат:

$$Q = \eta_{T.B} G_V c_{pV} (T_{V.BX} - T_{V.BIX}) = G_W c_{pW} (T_{W.BIX} - T_{W.BX}), \quad (2)$$

де $\eta_{T.B}$ – коефіцієнт, що враховує теплові втрати (у межах 0,95–0,98); G_V , G_W – масові витрати рідини та повітря відповідно, кг/с; c_{pV} , c_{pW} – масові ізобарні теплоємності відповідно охолоджувальної рідини та повітря, Дж/кг·К; $T_{V.BX}$, $T_{W.BX}$ – температури на вході теплообмінника відповідно охолоджувальної рідини та повітря, °С; $T_{V.BIX}$, $T_{W.BIX}$ – температури на виході теплообмінника відповідно охолоджувальної рідини та повітря, °С.

Питому теплоємність повітря приймають для 1 кг сухого повітря. Об'ємну витрату рідини визначають експериментально за показами витратоміра.

2. Гідродинамічні характеристики потоку.

Швидкість руху охолоджувальної рідини визначається як:

$$w_V = \frac{V_I}{f_V}, \quad (3)$$

де V_I – об'ємна витрата, м³/с; f_V – площа прохідного перерізу радіатора з боку рідини, м².

Загальна площа перерізу обчислюється за формулою:

$$f_V = \left[l_{TP} \cdot (D - 2\delta_{CT}) + \frac{\pi d_{TP}^2}{4} \right] \cdot n_{TP}, \quad (4)$$

де n_{TP} – кількість трубок, ($n_{TP} = 20$); $f_V = 0,0029$ – площа перерізу однієї трубки, м.

3. Визначення режиму течії.

Для встановлення характеру руху рідини розраховують число Рейнольдса:

$$Re_V = \frac{w_V d_{екв}}{\nu_V} \quad (5)$$

де w_V – швидкість потоку м/с; $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр, м; ν_V – кінематична в'язкість рідини, м²/с

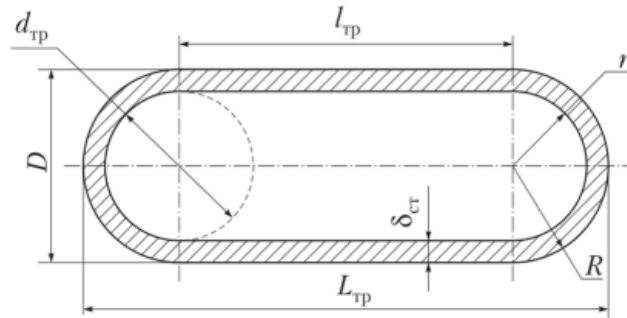


Рис.2. Геометричні параметри плоскоовальної трубки. Основні розміри трубки: внутрішній радіус ($r = 7,5$ мм); зовнішній радіус ($R = 4$ мм); товщина стінки ($\delta_{ст} = 0,5$ мм); ширина трубки ($l_{тр} = 12$ мм).

Еквівалентний діаметр визначають як:

$$d_{екв} = \frac{4F_{ТР}}{P_{ТР}}, \quad (6)$$

де $F_{ТР}$ – площа внутрішнього перерізу трубки, m^2 ; $P_{ТР}$ – внутрішній змочений периметр, м.

Після введення у формулу (6) геометричних параметрів стандартної плоскоовальної трубки отримують наступний вираз для розрахунку еквівалентного діаметра:

$$d_{екв} = \frac{2r\left(\pi + \frac{2l_{ТР}}{r}\right)}{\pi + \frac{l}{r}}, \quad (7)$$

Після підстановки геометричних параметрів плоскоовальної трубки отримано: 0,02 м.

Отримане значення числа Рейнольдса дозволяє класифікувати режим течії як турбулентний.

4. Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі.

Коефіцієнт тепловіддачі від рідини до стінки трубки визначається за узагальненою кореляційною залежністю (формулою Крауссольда) [10]:

$$\alpha_V = 0,024 \frac{\lambda_V}{d_{екв}} Re_V^{0,8} Pr_V^{0,3}, \quad (8)$$

де λ_V – коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт/м·К; $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр, м; Re_V – число Рейнольдса; Pr_V – число Прандтля.

Результати розрахунків коефіцієнта тепловіддачі від рідини до стінки трубок наведено на діаграмі (рис. 3).

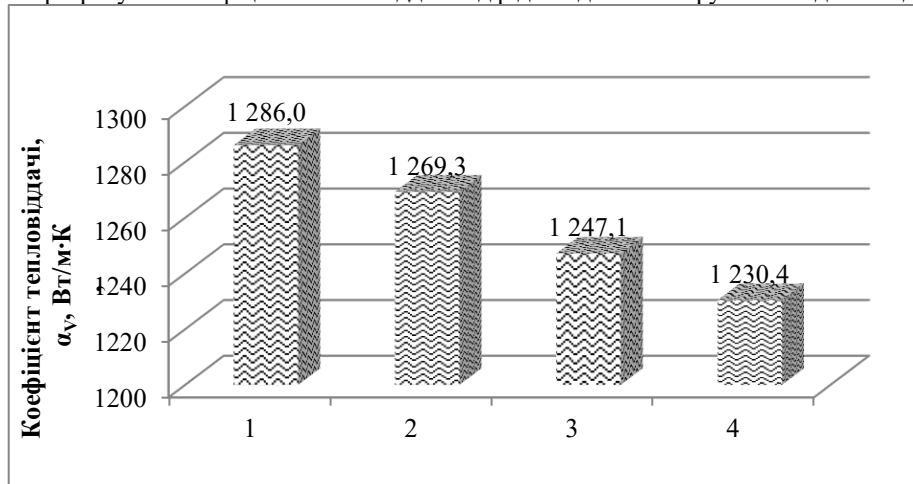


Рис. 3. Діаграма коефіцієнтів тепловіддачі від рідини до стінки трубок трубчато-пластинчатого радіатора в залежності від режиму його роботи

Аналіз отриманих результатів показав, що з переходом від першого до четвертого режимів роботи ДВЗ коефіцієнт тепловіддачі від охолоджувальної рідини до стінок трубок радіатора знижується в незначній мірі.

Масову витрату повітря визначають за формулою:

$$G_W = \rho_W f_W w_W, \quad (9)$$

де ρ_W – густина повітря, kg/m^3 ; f_W – площа прохідного перерізу з боку повітря, m^2 ; w_W – середня швидкість повітря, м/с.

Як визначають температуру приймають середню температуру повітря, t_0 .

Швидкість повітря перед фронтом радіатора підраховують за об'ємною витратою повітря (V_W) і фронтальною площиною поверхні радіатора ($A_{фп} = b \cdot l_p$):

$$w_W = \frac{V_W}{b \cdot l_p}, \quad (10)$$

Об'ємну витрату повітря обчислюють з рівняння теплового балансу (2).

Використовуючи поперечний переріз радіатора, визначають поперечний і поздовжній кроки та коефіцієнт живого перерізу.

Коефіцієнт перерізу (β_{Π}) оцінює ступінь заповнення фронтальної площі радіатора трубками і визначається як відношення площі перерізу (A_P) по повітрю до фронтальної площі поверхні радіатора ($A_{\Phi\Pi}$):

$$\beta_{\Pi} = \frac{A_P}{A_{\Phi\Pi}}, \quad (11)$$

де $A_P = l_P[b - n_{TP}(d_{TP} + 2\delta)]$.

Для визначення режиму течії теплоносія розраховують критерій Рейнольдса за формулою:

$$Re_W = \frac{w_W \cdot (d_{TP} + 2\delta)}{\beta_{\Pi} \cdot \nu_W}. \quad (12)$$

Теплообмін від трубок радіатора до повітря здійснюється повітряним потоком за поперечного обтікання пучка труб.

Коефіцієнт тепловіддачі від охолоджувальних пластин і стінок трубок до потоку повітря трубчасто-пластинчатих радіаторів підраховують за формулою Н. Б. Марьямова [10], при виведенні якої було прийнято допущення, що коефіцієнти тепловіддачі від пластин до повітря і від трубок до повітря однакові:

$$\alpha_W = 0,0556 \frac{\lambda_W}{d_{2екв}} Re_W^{0,75} \frac{1}{1 - 0,522 Re_W^{-1/8}}, \quad (13)$$

де $d_{2екв}$ – еквівалентний діаметр об'єму, що утворюється трубками і охолоджувальними пластинами, м (рис. 4).

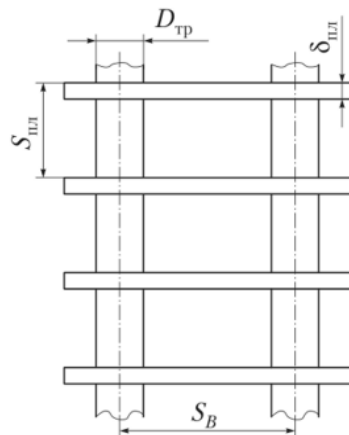


Рис. 4. Схема решітки сердцевини радіатора і її розрахункові розміри: $S_{\text{пл}}$ – крок охолоджувальних пластин, м, ($S_{\text{пл}} = 2$ мм); $\delta_{\text{пл}}$ – товщина пластини, м, ($\delta_{\text{пл}} = 0,5$ мм); S_B – крок трубок в сердцевині по фронту, м, ($S_B = 20$ мм); $D_{\text{тр}}$ – зовнішній діаметр трубки, м, ($D_{\text{тр}} = 8$ мм).

Еквівалентний діаметр розраховують за формулою:

$$d_{2екв} = \frac{4F_2}{P_2} \quad (14)$$

де F_2 – площа по внутрішній стороні, м²; P_2 – периметр поверхні по внутрішній стороні, м.

Площу і периметр поверхні визначають виходячи з геометричних параметрів трубок, пластин і заданого кроку пластин в сердцевині радіатора (рис. 3), які в розрахунку радіатора приймаються по аналогії з існуючими конструкціями.

З врахуванням геометричних параметрів сердцевини радіатора отримаємо:

$$d_{2екв} = \frac{2}{\frac{1}{S_{\text{пл}} + \delta_{\text{пл}}} + \frac{1}{S_B + D_{\text{тр}}}}, \quad (15)$$

де $S_{\text{пл}}$ – крок охолоджувальних пластин, м, ($S_{\text{пл}} = 2$ мм); $\delta_{\text{пл}}$ – товщина пластини, м, ($\delta_{\text{пл}} = 0,25$ мм); S_B – крок трубок в сердцевині по фронту, м, ($S_B = 20$ мм); $D_{\text{тр}}$ – зовнішній діаметр трубки, м, ($D_{\text{тр}} = 8$ мм), $d_{2екв} = 0,0042$ м.

Результати розрахунків коефіцієнта тепловіддачі від охолоджувальних пластин і стінок трубок до потоку повітря трубчасто-пластинчатого радіатора наведено на рис. 5

Аналіз отриманих результатів показав, що з переходом від першого до четвертого режимів роботи ДВЗ коефіцієнт тепловіддачі від охолоджувальних пластин і стінок трубок до потоку повітря зростає.

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні радіатора до навколишнього середовища за відсутності роботи вентилятора можна визначити наступним чином. В цьому випадку відбувається вільний конвективний теплообмін від поверхні радіатора до повітря і визначальними критеріями є числа Грасгофа (Gr) і Прандтля (Pr):

$$Gr = \frac{g\beta_o(t_{cm} - t_c)l^3}{\nu^2}, \quad (16)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a_T}, \quad (17)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с²; l – характерний лінійний розмір, м; t_{cm} , t_c – температура стінки і середовища, відповідно, °С; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с; a_T – коефіцієнт температуропровідності, м²/с; β_o – коефіцієнт об'ємного розширення, який для газових середовищ дорівнює $1/T_o$, K^{-1} , T_o – абсолютна температура газу, К.

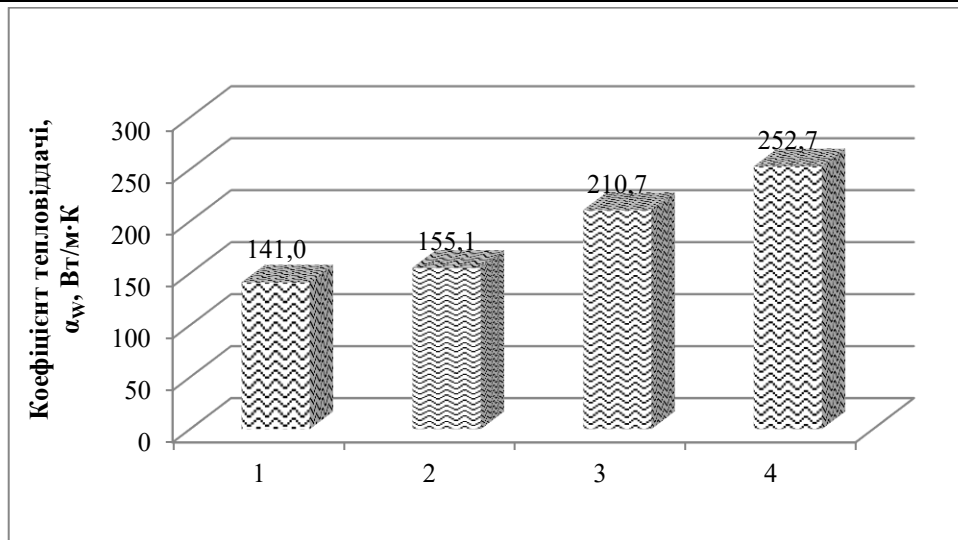


Рис. 5. Діаграма коефіцієнтів тепловіддачі від охолоджувальних пластин і стінок трубок до потоку повітря трубчато-пластинчатого радіатора в залежності від режиму його роботи

За умови ламінарного руху середовища вздовж вертикальної поверхні критеріальне рівняння має вид [10]:

$$Nu = \frac{\alpha_w \cdot l}{\lambda} = 0.75 \cdot Ra^{0.25} \cdot \left(\frac{Pr_c}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}, \quad (18)$$

де $Ra = Gr \cdot Pr$ – критерій Релея, для газів $\left(\frac{Pr_c}{Pr_{cm}} \right)^{0.25} = 1$, Pr_c і Pr_{cm} – критерії Прандтля відповідно для температури середовища та стінки.

У формулі (18) визначальною температурою є температура навколишнього середовища, а визначальним розміром – висота радіатора.

Формулу отримано для теплоносіїв з числами Релея $10^3 < Ra < 10^8$.

На інтенсивність теплообміну впливає схема розташування трубок у радіаторі, поперечний крок S_1 і поздовжній крок S_2 , кількість рядів труб – z , діаметр трубок – d , відносна відстань між осями трубок по ширині радіатора S_1/d і по глибині S_2/d (рис. 6).

За однакових умов тепловіддача в шахових пучках більш інтенсивна порівняно з коридорними пучками, в яких у проходах між рядами трубок утворюються застійні зони. У шахових пучках характер обтікання трубок по глибині мало чим відрізняється від характеру обтікання трубок першого ряду.

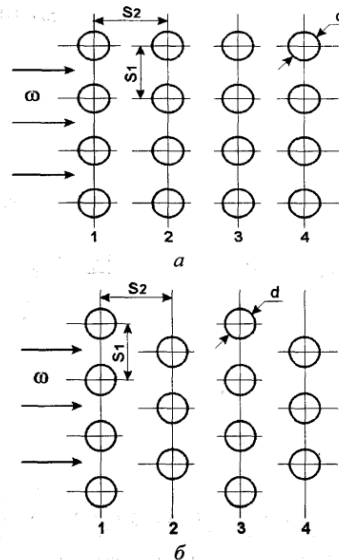


Рис. 6. Схема розташування трубок в радіаторі: а – коридорне; б – шахове

На підставі узагальнення експериментальних даних для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі третього ряду трубок рекомендується критеріальне рівняння при $Re = 1 \cdot 10^3 \dots 1 \cdot 10^5$ [10]:

$$Nu_p = c Re_p^n Pr_p^{0.33} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{CT}} \right)^{0.25} \varepsilon_s, \quad (19)$$

де для шахового розташування $c = 0.41$ і $n = 0.60$, а для коридорного $c = 0.26$, $n = 0.65$;

$\varepsilon_s = (S_2/d)^{-0.15}$ – поправковий коефіцієнт, який враховує вплив відносних кроків для більш глибоких рядів.

У формулі (19) визначаючим розміром є еквівалентний діаметр.

Для повітря цю залежність з урахуванням того, що $Pr = 0,71$, а $Pr_p/Pr_{CT} = 1$, можна спросити [10]:

$$Nu_w = C Re_w^n 0.893 \varepsilon_s, \tag{20}$$

Встановлено, що середня інтенсивність тепловіддачі змінюється при переміщенні від першого до третього ряду трубок радіатора. Починаючи з третього ряду, процес теплообміну стабілізується. Якщо взяти коефіцієнт тепловіддачі для третього ряду за одиницю, то у першому ряду будь-якого розташування трубок коефіцієнт тепловіддачі беруть 0,6 від визначеного значення для третього ряду.

Для трубок другого ряду шахового розташування трубок поправковий коефіцієнт 0,7, а для коридорного – 0,9.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від поверхні всіх трубок радіатора до повітря необхідно розрахувати середнє значення коефіцієнтів тепловіддачі, отриманих для окремих рядів.

Визначивши коефіцієнти тепловіддачі від рідини до стінки трубки і від стінки трубки до повітря, запишемо коефіцієнт теплопередачі від рідини до повітря через стінку трубки.

Визначивши коефіцієнти тепловіддачі від рідини до стінки трубки і від стінки трубки до повітря, розраховуємо коефіцієнт теплопередачі від охолоджувальної рідини до повітря через стінку трубки.

Коефіцієнт теплопередачі залежить від типу охолоджувальної рідини, матеріалу і конструктивних параметрів трубок та пластин або стрічок, потоку теплоносіїв. Значення коефіцієнта теплопередачі залежить від фізичних параметрів теплоносіїв і теплотехнічних та геометричних параметрів теплопередаючих елементів радіатора. Класична формула для визначення коефіцієнта теплопередачі радіатора без урахування шару накипу на внутрішніх стінках трубок має вид [10]:

$$k_T = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_W F_1} + \frac{1}{\alpha_V} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}} \tag{21}$$

де F_1 і F_2 – площі поверхні радіатора відповідно без врахування і з врахуванням площі ребер;

Відношення F_2/F_1 має назву коефіцієнта оребрення – ψ , для трубчасто-пластинчастих і трубчасто-стрічкових радіаторів $\psi = 7,5-10$.

З урахуванням прийнятих конструктивних параметрів радіатора при введенні їх у формулу (19) вираз для коефіцієнта теплопередачі матиме вид:

$$k_T = \frac{1.03}{\frac{1}{\alpha_W} + \frac{3.1}{\alpha_V}} \tag{22}$$

Результати розрахунків коефіцієнта теплопередачі радіатора наведено на рис. 7

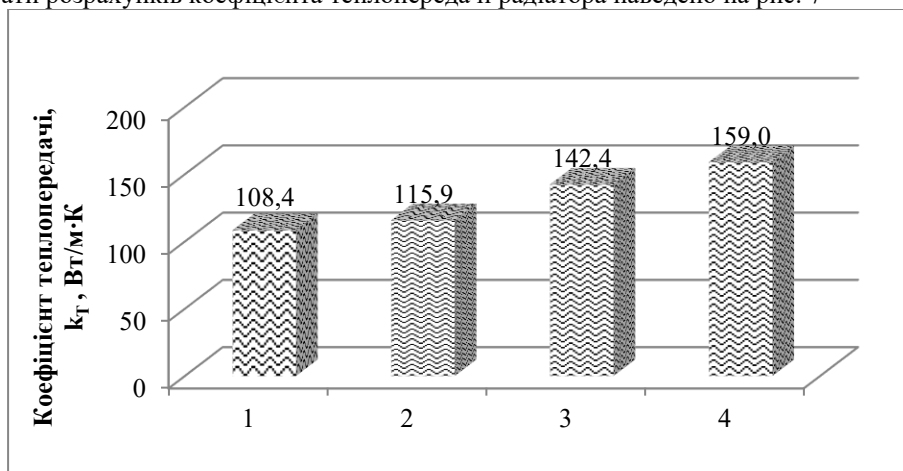


Рис. 7. Діаграма коефіцієнтів теплопередачі трубчасто-пластинчастого радіатора в залежності від режиму його роботи

Аналіз отриманих результатів показав, що з переходом від першого до четвертого режимів роботи ДВЗ коефіцієнт теплопередачі радіатора зростає і відповідно розрахункова площа теплопередачі буде зменшуватися.

Практична цінність запропонованого способу дослідження параметрів системи охолодження ДВЗ полягає ще й у тому, що при тривалій експлуатації радіатора на його поверхнях відкладаються забруднення, а це значно погіршує процес теплопередачі.

Для визначення ступеня забруднення трубчасто-пластинчастого теплообмінника знаходимо коефіцієнт працездатності β , із співвідношення, запропонованого науковцем Тадеушом Хоблером:

$$\beta = \frac{k_T}{k_{T0}} \cdot 100\% \tag{23}$$

де k_T – коефіцієнт теплопередачі, розрахований на основі експериментальних даних теплообмінника після тривалої роботи, Вт/(м²·К); k_{T0} – коефіцієнт теплопередачі для чистого теплообмінника, який знаходиться за експериментальними або паспортними даними трубчасто-пластинчастого теплообмінника.

Існує кілька варіантів оцінювання коефіцієнта теплопередачі, на підставі яких приймаються відповідні експлуатаційні рішення:

а) при значенні $\beta < 65\%$ доцільно негайно припинити роботу теплообмінного апарата для проведення очищення поверхонь пластин від відкладень;

б) якщо $65\% \leq \beta < 70\%$, рекомендується запланувати зупинку теплообмінника для очищення його теплообмінних поверхонь під час найближчого планово-попереджувального або капітального ремонту системи охолодження;

в) при $\beta \geq 70\%$ допускається подальша експлуатація теплообмінника без додаткових втручань.

Запропонований підхід до розрахунку системи охолодження є традиційним і широко застосовується в наукових дослідженнях та розробках фахівців у галузі створення систем охолодження тракторної й автомобільної техніки.

Для продовження терміну служби автомобільного радіатора необхідно систематично здійснювати його очищення як із зовнішнього боку, так і зсередини.

Очищення внутрішньої частини радіатора передбачає виконання таких операцій:

– дочекатися повного охолодження двигуна та зниження тиску в системі;

– злити охолоджувальну рідину через зливний отвір у нижній частині радіатора в окрему ємність. Аналіз її стану дає можливість оцінити ступінь забруднення системи: прозора рідина свідчить про відсутність значних відкладень і корозійних процесів, тоді як наявність осаду, сторонніх часток або зміна кольору є ознакою необхідності промивання;

– заповнити систему дистильованою водою (застосування звичайної води може спричинити утворення накипу). Для підвищення ефективності допускається використання невеликої кількості м'якого засобу проти накипу. Використання агресивних хімічних речовин небажане, оскільки вони можуть пошкодити пластикові елементи та викликати корозію металевих деталей. Після заповнення системи слід запустити двигун і дати йому попрацювати 15–20 хвилин;

– злити промивну рідину, знову заповнити чистою водою систему та повторити процедуру. Промивання виконують, поки вода, що зливається, не стане повністю чистою;

– після завершення промивання відкрити кришку радіатора та залити нову охолоджувальну рідину. Запустити двигун для видалення повітря із системи, після чого довести рівень охолоджувальної рідини до нормативного значення та герметично закрити кришку.

Для якісного очищення зовнішньої поверхні радіатор зазвичай демонтують. Миття виконують помірним струменем води, оскільки надлишковий тиск може пошкодити стільникову структуру. Видалення забруднень, що накопичилися на поверхні, значно покращує тепловіддачу та підвищує загальну ефективність роботи системи охолодження.

Найчастіше радіатори виробляють із мідно-латунних або алюмінієвих сплавів, кожен із яких має свої особливості. Мідь відзначається високою теплопровідністю та можливістю ремонту, тоді як алюміній характеризується меншою масою, достатньою довговічністю та відносно нижчою вартістю.

Таким чином, під час вибору радіатора слід враховувати не лише матеріал виготовлення, а й відповідність конкретній моделі автомобіля, якість виконання та надійність виробника. За умови правильного обслуговування сучасні радіатори забезпечують стабільну й ефективну роботу системи охолодження протягом тривалого часу.

Висновки

Розширено функціональні можливості дослідження параметрів системи охолодження ДВЗ. Удосконалено методику теплового конструктивного розрахунку радіатора автомобіля. Розроблено критерій оцінки ефективності блоку «радіатор–вентилятор».

Сформовані рекомендації щодо проектування систем охолодження автомобілів та тракторів.

Література

1. Гончаров А. В. Підвищення техніко-експлуатаційних характеристик автомобіля удосконаленням блоку «радіатор–вентилятор» системи охолодження двигуна : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.22.02 «Автомобілі і трактори». – Харків : Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2008. – 27 с. – Режим доступу: <http://dSPACE.khadi.kharkov.ua>
2. Канарчук В. Е., Лудченко О. А., Чигиринець А. Д. Експлуатаційна надійність автомобілів. – Київ : Вища школа, 2000. – 609 с. – Режим доступу: <http://library.nubip.edu.ua>
3. Лудченко О. А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів. – Київ : Вища школа, 2007. – 412 с. – Режим доступу: <http://irbis-nbuv.gov.ua>
4. Фарнальчук Е. Ю. Технічна експлуатація та надійність автомобілів. – Львів : Афіша, 2004. – 480 с. – Режим доступу: <http://ena.lpnu.ua>
5. Марціяш О., Гевко І., Кучвара І. та ін. Дослідження параметрів системи охолодження двигунів внутрішнього згоряння // *Вісник Тернопільського національного технічного університету*. – 2011. – Т. 16, № 4. – С. 77–83. – Режим доступу: <http://elartu.tntu.edu.ua>
6. Стенд для дослідження параметрів системи охолодження двигунів внутрішнього згоряння : пат. № 69584 Україна, МПК F02C 7/12 (2006.01) / Гевко Б. М., Марціяш О. М., Калушка В. П., Кучвара І. М., Гевко І. Б.

; заявники та патентовласники ті ж. – № u201109736 ; заявл. 05.08.2011 ; опубл. 10.05.2012, Бюл. № 19. – 3 с. – Режим доступу: <https://base.uipv.org/searchINV/search.php>

7. Стенд для дослідження системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння : пат. № 143579 Україна, МПК F02C 7/12 (2006.01) / Диха О. В., Свідерський В. П., Бабак О. П., Маковкін О. М., Яремчук В. С. ; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. – № u201911097 ; заявл. 12.11.2019 ; опубл. 10.08.2020, Бюл. № 15. – 6 с. – Режим доступу: <https://base.uipv.org/searchINV/search.php>

8. Гащук П., Миськів Т., Нікіпчук С. Автомобільні двигуни. Тепловий та динамічний розрахунок. – Львів : Українські технології, 2006. – 144 с. – Режим доступу: <http://ena.lpnu.ua>

9. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. Автомобільні двигуни. – Київ : Арістей, 2006. – 476 с. – Режим доступу: <http://irbis-nbuv.gov.ua>

10. Константинов С. М., Панов Є. М. Теоретичні основи теплотехніки : підручник. – Київ : Золоті ворота, 2012. – 592 с. – Режим доступу: <http://irbis-nbuv.gov.ua>

References

1. Honcharov A. V. Pidvyshchennia tekhniko-eksploatatsiinykh kharakterystyk avtomobilia udoskonalenniam bloku «radiator-ventyliator» systemy okholodzhennia dvyhuna : avtoref. dys. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. nauk : spets. 05.22.02 «Avtomobili i traktory» / A. V. Honcharov. – Kharkivskiy natsionalnyi avtomobilno-dorozhnyi universytet, Kharkiv, 2008. – 27 s.
2. Kanarchuk V. E. Eksploatatsiina nadiinist avtomobiliv / V. E. Kanarchuk, O. A. Ludchenko, A. D. Chyhyrynets. – K.: Vyscha shkola, 2000. – 609 s.
3. Ludchenko O. A. Tekhnichna eksploatatsiia i obsluhovuvannia avtomobiliv / O. A. Ludchenko. – K.: Vyscha shkola, 2007. – 412 s.
4. Farnalchuk E. Yu. Tekhnichna eksploatatsiia ta nadiinist avtomobiliv / E. Yu. Farnalchuk. – Lviv: «Afisha», 2004. – 480s.
5. Doslidzhennia parametriv systemy okholodzhennia dvyhuniv vnutrishnoho zghorannia / O. Martsiiash, I. Hevko, I. Kuchvara, [ta in.] // Visnyk TNTU. – 2011. – Т. 16, № 4. – S. 77-83.
6. Pat. № 69584 Ukraina, МПК (2006.01): F02C 7/12. Stend dlia doslidzhennia parametriv systemy okholodzhennia dvyhuniv vnutrishnoho zghoriannia / B. M. Hevko, O. M. Martsiiash, V. P. Kalushka, I. M. Kuchvara, I. B. Hevko; zaiavnyky i patentovlasnyky B. M. Hevko, O. M. Martsiiash, V. P. Kalushka, I. M. Kuchvara, I. B. Hevko. – № u201109736; zaiavl. 05.08.2011; opubl. 10.5.2012, Biul. № 19. – 3 s.
7. Pat. № 143579 Ukraina, МПК МПК F02C 7/12 (2006.01). Stend dlia doslidzhennia systemy okholodzhennia dvyhuna vnutrishnoho zghoriannia / O. V. Dykha, V. P. Sviderskyi, O. P. Babak, O. M. Makovkin, V. S. Yaremchuk; zaiavnyk i patentovlasnyk Khmelnytskyi nats. Universytet. – № u201911097; zaiavl. 12.11.2019 r. opubl. 10.08.2020, biul. № 15. – 6 s.
8. Hashchuk P. Avtomobilni dvyhuny. Teplovyi ta dynamichniy rozrakhunok /Hashchuk P., Myskiv T., Nikipchuk S. — Lviv: Ukrainski tekhnolohii, 2006. — 144 s.
9. Avtomobilni dvyhuny / Abramchuk F. I., Hutarevych Yu. F., Dolhanov K. Ye., Tymchenko I. I. – Kyiv: Aristei, 2006. – 476 s.
10. Konstantinov S. M. Teoretychni osnovy teplotekhniki: pidruchnyk / S. M. Konstantinov, Ye. M. Panov. – K.: «Zoloti vorota». – 2012. – 592 s.