

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерно-технологічний
Кафедра механічної та електричної інженерії

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти
«магістр»

на тему: «Оптимізація роботи системи охолодження зерновоза в режимах високих навантажень»

КРМ.133ГМмд_21.04.000 ПЗ

Виконав: здобувач вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
*«Машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва»*
спеціальності *133 Галузеве
машинобудування*
ступеня вищої освіти *магістр*
групи 133ГМмд_21
ЛИХОШЕРСТ Іван

Керівник: к.т.н., доцент
ДУДНИК Володимир

Рецензент: к.т.н., доцент
ПАДАЛКА Вячеслав

ВСТУП

В Україні автомобільний парк експлуатується в складних кліматичних умовах, у тому числі в теплий період року при високій температурі атмосферного повітря та низькій відносній вологості. При цьому необхідні техніко-експлуатаційні показники автомобілів, відповідні технічним умовам на їх створення, забезпечуються конструкцією вузлів, систем і агрегатів автомобіля, у тому числі двигуном внутрішнього згорання, тепловий режим якого, а значить його надійність і економічність, визначає охолоджувальний пристрій. Саме він має забезпечувати економічний тепловий режим ДВС і не допускати його перегріву, і в той же час охолоджувальний пристрій має бути малогабаритним, мати мінімальні витрати дорогих кольорових металів на виготовлення радіаторів та потужності на привід вентиляторів.

Об'єкт розробки – процеси теплообміну та аеродинаміки в системі «радіатор-вентилятор» двигуна вантажного автомобіля.

Предмет розробки – закономірності впливу параметрів конструкції і режимів роботи на робочі процеси теплопередачі і аеродинаміки в блоці «радіатор-вентилятор» системи охолодження двигуна автомобіля.

Мета кваліфікаційної роботи магістра – вдосконалення блоку «радіатор-вентилятор» системи охолодження двигуна шляхом вибору раціональних параметрів його конструкції і режимів роботи.

Постановка актуальної технічної задачі – підвищення техніко-експлуатаційних характеристик автомобіля вдосконаленням основного елемента охолоджуючого пристрою двигуна – блоку «радіатор-вентилятор».

Практичне значення кваліфікаційної роботи магістра – на основі теоретичних та експериментальних досліджень уточнено методику та створено програму розрахунку параметрів та режимів роботи системи охолодження двигуна, що дає змогу обрати оптимальну конструкцію радіатора та вентилятора з урахуванням умов руху автомобіля.

Практичні результати роботи – отримано рівняння для коефіцієнта

теплопередачі радіатора трубчасто-пластинчастої конструкції з урахуванням кроку ребер і періодично розташованих на них турбулізаторів типу жалюзі.

Рекомендації щодо використання результатів роботи – обґрунтовано раціональні параметри конструкції і режими роботи блоку «радіатор-вентилятор» із застосуванням більш продуктивного і економічного вентилятора з використанням корисних аеродинамічних ефектів від елементів конструкції на виході з

Апробація. Основні положення виконаної роботи доповідались і обговорювались:

- на VIII Всеукраїнській науково-практичній інтернет-конференції «Проблеми та перспективи розвитку сільськогосподарського машинобудування» (Україна, Полтава, 04 грудня 2025 року);

- на XX Міжнародній науково-практичній інтернет-конференції «Молодь і технічний прогрес в АПК» (Україна, Харків, 26-27 листопада 2025 року).

1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Умови та особливості роботи транспортних засобів у кліматі України

Дослідження експлуатації автомобілів на території України показує, що кліматичні умови мають істотний вплив на роботу основних систем, вузлів і агрегатів транспортних засобів. Переважна частина території країни (близько 95%) є рівнинною місцевістю, з якої приблизно 70% становлять низовини, а 25% – височини [1].

Клімат України характеризується як помірно континентальний, а на південних територіях – субтропічний континентальний. Найвищі середні температури спостерігаються у липні, а впродовж вересня-жовтня відзначається поступове зниження температури на 5...7 °С. Значні річні та добові амплітуди температури повітря в атмосфері континентальності клімату України.

Кліматичні фактори впливають на працездатність, довговічність і надійність автомобіля. також підвищення температури повітря в п'яти літніх місяцях негативно позначається на роботі системи охолодження двигуна, що призводить до зниження ефективності її роботи.

У зв'язку з цим до систем охолодження автомобілів, які експлуатуються в умовах України, висуваються такі вимоги:

- забезпечення надійної роботи при температурі навколишнього середовища понад 40 °С і відносній вологості близько 30%;
- мінімальні енергетичні витрати на привід допоміжних агрегатів;
- зниження витрат на технічне обслуговування та ремонт.

Під час проектування системи охолодження враховуються найменші сприятливі умови експлуатації. Найбільше навантаження на охолоджувальну систему двигуна в режимі, коли тепловиділення охолоджувальної рідини є максимальним, а витрати теплоносія – мінімальною [2]. Такий режим руху автомобіля відповідає повній відкритті дросельної заслінки, низькій швидкості та максимальному передавальному числу коробок передач.

Для автомобілів основними розрахунковими режимами роботи двигуна є [2]:

- рух по горизонтальній ділянці дороги з максимально можливою швидкістю;
- рух на розрахунковий дорожній підйом зі швидкістю, обмеженою правилами дорожнього руху або умовами безпеки;
- рух на максимально можливому підйом зі швидкістю близько 20 км/год (що може відповідати руху в щільному транспортному потоці);
- робота двигуна на холостому ходу.

Якщо неможливо змінити один характерний розрахунковий режим, розрахунки забезпечуються для всіх варіантів, конструктивні параметри та режими роботи блоку «радіатор-вентилятор» приймаються за найменш сприятливими умовами.

Аналіз роботи системи охолодження продуктів про зниження їх ефективності в літній період за високої температури повітря та низької вологості. Крім того, вентилятори не завжди забезпечують необхідний повітряний потік через радіатор при русі автомобіля у важких режимах [3] (повністю навантаження автомобіль рухається на тривалій підйом крутизною 7,2% при швидкості 50 км/год). Це підтверджено про нераціональну конструкцію кожуха вентилятора та недостатнє використання на цьому повітряному потоку.

Тому вимагається проведення досліджень як у всій системі охолодження автомобіля, так і окремих її елементів, зокрема блоку «радіатор–вентилятор», для визначення оптимальних конструктивних параметрів та режимів роботи системи в умовах експлуатації, характерних для клімату України.

1.2 Конструкції та відмінності функціонування системи охолодження автомобільних двигунів

Система охолодження двигуна внутрішнього згоряння служить для відводу теплоти від циліндрів в навколишнє середовище, тому вона при будь-яких умовах повинна забезпечувати стабільний температурний стан деталей циліндро-поршневої групи.

Охолодження необхідно для того, щоб температура стінок циліндрів не

перевищила межі працездатності мастила. Ця температура лежить в межах 180...200°C. При температурі вище 220°C виникає небезпека руйнування масляної плівки на стінках циліндрів. При цьому настає режим напівсухого тертя, підвищується знос поверхонь, а іноді з'являються і задири циліндрів. Температура головки обмежена міцністю застосовуваного матеріалу, його допустимими тепловими деформаціями. Алюмінієві сплави швидко втрачають міцнісні властивості при температурах вище 200°C. За даними максимально допустима місцева температура дорівнює 260...280°C.

Завдяки підвищеній теплонапруженості швидкохідні двигуни, як правило, забезпечуються рідинними системами охолодження. Останні в змозі забезпечити інтенсивне відведення теплоти від охолоджуваних деталей [4].

На сучасних автомобілях найчастіше застосовуються одноконтурні системи охолодження, в яких як теплорозсіюючі пристрої застосовують радіатори.

З метою інтенсифікації теплообміну в радіаторі можна створити багатоходову схему руху охолоджуючої рідини. На рис. 1.1 як приклад показана схема триходового радіатора.

Рисунок 1.1

Блок «радіатор-вентилятор» – це головний теплорозсіюючий вузол системи рідинного охолодження, який включає в себе радіатор, вентилятор з кожухом і радіаторні жалюзі.

Теплорозсіюючий вузол повинен мати: високу теплову ефективність при порівняно невеликих питомих витратах потужності на рух охолоджуючої рідини і повітря, невелику масу (головним чином, при можливо меншому витрачанні кольорових металів), компактність і надійність роботи при достатньому терміні

служби.

На ефективність роботи теплорозсіюючого вузла значний вплив мають такі фактори, як швидкість руху теплоносіїв (охолоджуючої рідини і повітря) через радіатор і деякі конструктивні фактори, основними з яких є: співвідношення площі, через яку просочуються повітря, і фронтальною площі радіатора, компоновка охолоджуючої поверхні радіатора (розміри фронтальної поверхні; глибина і ширина серцевини радіатора; форма, матеріал, кількість і розташування трубок радіатора, матеріал, форма і кількість охолоджуючих пластин або стрічок радіатора), конструкція вентилятора, його кожуха, жалюзі або шторки, а також розташування вентилятора щодо радіатора і двигуна.

При раціональному поєднанні площі, захоплюваної вентилятором, і фронтальною площі радіатора можна, не збільшуючи потужність вентилятора, значно підвищити теплову ефективність теплорозсіюючого вузла, так як при цьому більш рівномірно і з великими швидкостями повітряний потік буде обдувати серцевину радіатора.

Система охолодження двигуна автомобіля Daewoo Lanos (ЗАЗ) (рис. 1.2) являє собою рідинну систему охолодження, закритого типу, з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини [5].

Рисунок 1.2

У системі охолодження двигуна автомобіля «Таврія» застосовується два види радіаторів. Це алюмінієвий трубчасто-пластинчастий радіатор з круглими трубками

і більш ефективний - мідний трубчасто-стрічковий з плоскоовальними трубками, який застосовується на автомобілях «Таврія» (рис. 1.3) і «Славута» з двигуном об'ємом 1299 см³ і інжекторною системою живлення [5].

Рисунок 1.3

У системах охолодження автомобілів-зерновозів різні типи радіаторів та схеми циркуляції рідини (рис. 1.4) [6]:

- основний радіатор – забезпечує відведення тепла від охолоджувальної рідини під час нормальної та підвищеної роботи двигуна

- додатковий або обхідний радіатор – дозволяє організувати регульовану циркуляцію рідини для швидкого прогріву двигуна та підвищити ефективність охолодження в пікових режимах;

- триходова схема циркуляції – часто використовується для оптимізації роботи основного та обхідного контурів, що дозволяє рівномірно розподілити теплове навантаження та знизити ризик перегріву.

Процес теплопередачі здійснюється між двома теплоносіями – охолоджувальною рідиною і повітрям, розділеними твердою стінкою. Такі теплообмінники називаються рекуперативними (рис. 1.5).

Рисунок 1.4

Рисунок 1.5

Напрямок потоків теплоносіїв в радіаторі в основному використовується перехресно, тобто вектори швидкості охолоджуючої рідини і повітря в радіаторі перехрещуються під прямим кутом.

Перший позитивний досвід промислового серійного виробництва алюмінієвих авіаційних радіаторів з ребристих пластин за кордоном був у 1940 - 1945 рр. в Німеччині. На відміну від нашої країни роботи по алюмінієвих радіаторів за кордоном велися і ведуться в основному для легкових автомобілів. Паяні алюмінієві радіатори, як і їх міднопаяні прототипи, зазвичай мали нерозбірну конструкцію, і в них використовувалися трубчасто-пластинчасті і трубчасто-стрічкові поверхні охолодження [7]. Пізніше всіх до робіт в цій області підключилися автомобілебудівники Японії.

Фірма Ford (США) розробила власну конструкцію алюмінієвого збірного радіатора. У сучасних автомобілях переважно використовують алюмінієві або

алюмінієво-композитні радіатори, які відзначаються кращою тепловіддачею, меншою вагою та більшою надійністю відповідають класичним середньо-латунним конструкціям [7].

Конструкція секцій значною мірою залежить від типу поверхні охолодження, в деяких випадках виявляється вигідним виконувати їх зі вставками, коли вушка тим чи іншим способом з'єднуються з активною частиною, а потім із секцій здійснюється складання всього радіатора. Особливо це виправдано, коли секційний радіатор виконується розбірним і ущільнення між вушками секції здійснюється плоскими або профільними прокладками [3].

У системах охолодження автомобільних двигунів зазвичай застосовуються два типи конструкції поверхні (серцевини) радіатора: трубчасто-пластинчаста і трубчасто-стрічкова (рис. 1.6).

Рисунок 1.6

Трубчасто-пластинчасті мідні радіатори мають велику кількість плоскоовальних трубок, виконаних найчастіше з латунної або томпакові стрічки, на які надіті і припаяні до них плоскі латунні або мідні пластини [8], що утворюють ребра.

Експлуатація трубчасто-стрічкових радіаторів підтверджує хороші міцності якості цих радіаторів.

На більшості сучасних автомобілів використовується повітряний тракт системи охолодження, схема компоновання вхідного ділянки якого показана на рис. 1.7. Недоліком даної схеми компоновання є неповне охоплення площі радіатора самим вентилятором [3]. Таким чином, виникає необхідність ретельного аналізу впливу різних параметрів елементів конструкції (площі і розмірів радіатора, площі,

захоплюваної лопатями вентилятора і ін. та їх взаємного розташування один щодо одного).

Рисунок 1.7

Проведений огляд конструктивних особливостей основних елементів блоку «радіатор-вентилятор» систем охолодження двигунів автомобілів вітчизняного виробництва показав їх відповідність сучасним вимогам, що пред'являються до автомобілів, проте є такі недоліки як:

- погана якість контакту між ребрами і трубками в радіаторах непаяною конструкції, що призводить в процесі експлуатації автомобіля до зменшення теплорозсіюючої здатності радіатора;

- виникнення всіляких підсосів повітря між кожухом вентилятора і радіатором, в результаті чого вентилятор протягує меншу кількість повітря безпосередньо через радіатор, не забезпечуючи при цьому необхідний витрата; недостатня ефективність вентиляторних установок в жаркий період року з високою температурою навколишнього середовища, що призводить при критичних режимах роботи автомобіля (невелика швидкість руху і максимальне навантаження двигуна) до підвищення витрат потужності на привід вентилятора, а відповідно і до збільшення витрати палива;

З метою усунення зазначених вище основних недоліків необхідно проведення спеціальних досліджень з підвищення ефективності роботи блоку «радіатор-вентилятор» шляхом вибору раціональних параметрів його конструкції та режимів роботи.

1.3 Аналіз результатів раніше виконаних досліджень

Великий обсяг теоретичних і експериментальних досліджень параметрів конструкцій систем охолодження двигунів автомобілів, у тому числі стендові і натурні випробування радіаторів, вентиляторів, пристроїв автоматичного регулювання та інших елементів, був проведений різними організаціями: Харківським національним технічним університетом сільського господарства ім. Петра Василенка [10], Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом [11], Національним технічним університетом «Харківський політехнічний інститут» [12], Східноукраїнським національним університетом ім. В. Даля [13].

Закордонні дослідники також зробили значний внесок у розвиток дослідження системи охолодження автомобілів. Так, Zokirjonov та співавтори [14] досліджували ефективність охолодження двигуна внутрішнього згоряння з аналізом шорсткості поверхні сплаву FHT 004. Tiulkin та Titla [15] оцінювали адаптивність автомобілів до експлуатації в зимових умовах на основі швидкості охолодження двигуна. Jain і Agrawal [16] запропонували оптимізацію гібридних систем охолодження автомобільних двигунів шляхом інтеграції радіатора та кондиціонера для підвищення енергоефективності. Zhang та співавтори [7] провели термодинамічне моделювання та експериментальну перевірку теплових характеристик системи охолодження. Pang та співавтори [18] здійснили огляд повітряних та охолоджувальних контурів у системах автомобілів, а Singh і Keswani [19] досліджували причини перегрівання двигунів через відмову системи охолодження із застосуванням принципу Парето.

Інші закордонні роботи також відзначаються високим рівнем експериментальних та досліджень моделювання ефективності радіаторів та вентиляторів, зокрема Radziemski і Zawistowski [20], Kim [21], Wu [22], Singh і Verma [23], Müller і Schmitt [24]. Усі ці роботи не забезпечують оптимальні конструктивні параметри системи охолодження та режими їх роботи для різних умов експлуатації автомобілів, виключно із зерновозами, що мають високі теплові

навантаження.

В роботі [25] проводилися дослідження щодо підвищення ефективності охолоджуючого пристрою автомобілів ЗА3-110550, що працюють в умовах тропічного клімату. У результаті була визначена ступінь ребрення досвідченого алюмінієвого трубчасто-пластинчастого радіатора з круглими трубками (українського виробництва), необхідна для забезпечення його взаємозамінності з радіатором російського виробництва (збільшення числа ребер товщиною 0,08 мм до 276 шт.). Крім того, було встановлено вплив на енергетичні характеристики радіатора і вентилятора основних параметрів конструкції кожуха (ширини кожуха ($B-x$) і відстані від радіатора до вентилятора (a) у вигляді поправочного коефіцієнта до теплорозсіюючої здатності радіатора [25]:

$$Q = \varepsilon_{v_2} \cdot v_2 \cdot \rho_{2cp} \cdot Cp_{2cp} \cdot \Delta T_2, \quad (1.1)$$

де $\varepsilon_{v_2} = 1,08 - 3,8 \cdot a + 2,118 \cdot x + 2,166 \cdot x^2 - 4,4 \cdot x \cdot a$ - поправочний коефіцієнт;

v_2 - швидкість повітря, м/с;

ρ_{2cp} - середня щільність повітря, кг/м³;

Cp_{2cp} - середня теплоємність повітря, Дж/(кг·К);

ΔT_2 - перепад температур повітря, К;

x - частина ширини радіатора, неохоплена кожухом, м;

a - відстань від радіатора до вентилятора.

Для трубчасто-стрічкових автомобільних радіаторів дослідження проводилися групою вчених. Досліджувався вплив висоти пірамідальних виступів і кута відгину відігнутих пересічок на коефіцієнт тепловіддачі радіатора (рис. 1.8...1.9), в результаті чого були отримані залежності в критеріальній формі [7]:

- для досліджених радіаторів з охолоджуючими пластинами, що мають пірамідальні виступи при $600 < Re_B < 5000$ і $3 \text{ мм} < T_{\text{л}} < 6 \text{ мм}$ [7]:

$$Nu_B = 1,11 \cdot Re_B^{0,415} \cdot \left(\frac{t_n}{t_{\phi} - a} \right)^{0,53}, \quad (1.2)$$

- для радіаторів з охолоджуючими пластинами, що мають відігнуті просічки при $600 < Re_B < 5000$ і $3 \text{ мм} < T_{\text{л}} < 6 \text{ мм}$ [7]:

$$Nu_B = 9,56 \cdot Re_B^{0,28} \cdot \left(\frac{t_L}{t_\phi - a} \right), \quad (1.3)$$

де Nu_B - критерій Нусельта по повітрю;

Re_B - критерій Рейнольдса по повітрю;

t_L - крок розташування пластин (вигинів стрічки) на трубках, мм;

t_ϕ - відстань між осями трубок по фронту радіатора, мм;

a - найменший розмір поперечного перерізу охолоджуючої трубки, мм.

Рисунок 1.8

Рисунок 1.9

Результати досліджень [7] показали, що оптимальним кутом відгину просічок є кут 30° , а збільшення висоти пірамідальних виступів на 10% збільшує теплорозсіювання радіатора приблизно на 5%.

В роботі [26] представлені результати досліджень поверхні охолодження секції водоповітряного радіатора охолоджуючого пристрою дизеля тепловоза, що має хвилястий профіль ребра, що представляє послідовне чергування каналів типу дифузор-конфузор. В результаті досліджень були встановлені раціональні значення

основних параметрів ребра - висоти хвилястості $h = 0,25...0,35$ мм, кроку хвилястості $S = 3,0...4,5$ мм і кроку розташування ребер $t_p = 2,4$ мм [26].

Секція з такими параметрами в порівнянні з серійною має коефіцієнт теплопередачі вище на 18...20%; аеродинамічний опір вище на 6...12% і коефіцієнт використання кольорового металу вище на 16...22% [26].

Як видно з вищесказаного, великий обсяг теоретичних і експериментальних досліджень з вибору раціональних параметрів конструкції і режимів роботи систем охолодження двигунів транспортних машин був проведений великою кількістю дослідників, в результаті чого дана оцінка існуючих і перспективних радіаторів і вентиляторних установок, а також отримані енергетичні характеристики основних елементів блоку «радіатор-вентилятор» залежно від температур теплоносіїв і режимів роботи двигуна. Як показав огляд існуючих конструкцій систем охолодження двигунів автомобілів і аналіз попередніх досліджень, в конструкції блоків «радіатор-вентилятор» існують деякі недоліки, описані вище. Тому необхідно продовження спеціальних досліджень з вибору раціональних параметрів конструкції і режимів роботи як теплообмінних апаратів, так і вентиляторних установок, з метою підвищення ефективності роботи систем охолодження двигунів і самих автомобілів в кліматичних умовах України. Поліпшення характеристик блоку «радіатор-вентилятор» дозволить знизити витрати на дорогі кольорові метали, необхідні для виготовлення радіаторів, а також зменшити витрати потужності на привід вентилятора, що, у свою чергу, дозволить підвищити техніко-експлуатаційні характеристики автомобілів за рахунок зменшення витрати палива і безперебійної роботи двигуна при критичних режимах руху автомобіля в жаркий період року з високою температурою навколишнього середовища і низькою відносною вологістю.

Висновки і постановка завдань досліджень

Аналіз попередніх досліджень систем охолодження двигунів автомобілів, у тому числі і вантажних, дозволив сформулювати наступні висновки:

1. Конструктивні особливості радіаторів і систем охолодження двигунів автомобілів відповідають сучасним вимогам, що пред'являються до автомобілів, проте є такі недоліки як: погана якість контакту між ребрами і трубками особливо в радіаторах непаяною конструкції; виникнення всіляких підсосів повітря між

кожухом і радіатором; недостатня ефективність вентиляторної установки в літній період, що призводить до підвищення витрат потужності на привід вентилятора; великі аеродинамічні втрати в аеродинамічному тракті системи охолодження двигуна автомобіля і т.д.

2. Досвід експлуатації вантажних автомобілів на території України в жаркий період року свідчить про недостатню ефективність системи охолодження при температурі навколишнього середовища вище 40 °С, що досить часто призводить до перегріву двигуна.

3. У багатьох автомобілів замість кожуха використовується просто кругла обичайка, у зв'язку з цим через вентилятор просочується повітря лише через 30...40% площі фронту радіатора, а більша частина поверхні теплообміну (до 70%) працює за рахунок набігаючого потоку повітря, що виникає при русі автомобіля, внаслідок чого при малих швидкостях руху і максимальному навантаженні двигуна не забезпечується необхідний витрата повітря через радіатор. При цьому високі витрати потужності на привід вентилятора.

Зроблені висновки дозволяють сформулювати такі завдання досліджень системи охолодження двигуна:

1. Теоретично дослідити вплив кроку розташування ребер на енергетичні характеристики трубчасто-пластинчастих і трубчасто-стрічкових радіаторів системи охолодження двигуна автомобіля.

2. Розробити математичну модель системи охолодження автомобіля, що дозволить вибрати раціональний крок розташування ребер в радіаторі з урахуванням роботи вентилятора.

3. За результатами теоретичних і експериментальних досліджень встановити раціональний крок розташування ребер в радіаторі і вибрати найбільш ефективний і економічний тип вентилятора для забезпечення надійної експлуатації автомобілів в кліматичних умовах України.

4. Експериментально на автомобілі уточнити значення коефіцієнта теплопередачі радіатора з рекомендованим кроком розташування ребер з метою порівняння дослідних даних з розрахунковими.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

2.1 Побудова математичної моделі теплообміну системи охолодження зернового

Радіатор системи охолодження двигуна автомобіля служить для відведення теплоти від охолоджуючої рідини в довкілля. Кількість тепла, яке двигун передає рідині, може істотно змінюватись під впливом багатьох факторів – як конструктивних особливостей двигуна, так і його робочих режимів та умов руху автомобіля.

Тому енергетичний розрахунок системи охолодження необхідно виконувати для всіх можливих режимів роботи. Зазвичай вибирають найбільш несприятливий режим, коли:

- тепловиділення двигуна максимальне;
- температура охолоджуючої рідини на вході в радіатор є максимально допустимою при експлуатації;
- температура навколишнього повітря – максимальною для даного кліматичного району;
- рух автомобіля відповідає тривалому підйому з повним навантаженням при ухилі 7,2% і швидкості 50 км/год [3].

Енергетичний розрахунок системи охолодження складається з теплового та аеродинамічного розрахунків. При цьому дані для аеродинамічного розрахунку визначаються на основі результатів теплового аналізу.

Математична модель теплового розрахунку системи охолодження описується системою рівнянь, яка включає одне рівняння теплопередачі та два рівняння теплового балансу – для охолоджуючої рідини та повітря:

$$\begin{cases} dQ = k \cdot \mathcal{F} \cdot dF_2; \\ dQ = W_1 \cdot dT_1 = v_1 \cdot f_1 \cdot \rho_{1cp} \cdot Cp_{1cp} \cdot dT_1; \\ dQ = W_2 \cdot dT_2 = v_{2\phi} \cdot f_{2\phi} \cdot \rho_{2cp} \cdot Cp_{2cp} \cdot dT_2, \end{cases} \quad (2.1)$$

де k - коефіцієнт теплопередачі, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$;

ϑ - середній напір температури, К;

F_2 - поверхня, яку обдуває повітря, м²;

W_1 і W_2 - теплові характеристики теплоносіїв, $\frac{\text{Вт}}{\text{ч} \cdot \text{К}}$;

v_1 і v_2 - швидкість теплоносія і повітря, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

ρ_1 і ρ_2 - щільність теплоносія і повітря, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

f_1 і f_2 - перетини ходу рідини і повітря, м²;

C_{P_1} і C_{P_2} - теплоємності теплоносія і повітря, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

dT_1 і dT_2 - зміна температури теплоносія і повітря відповідно, К.

Розглянемо більш типовий випадок, характерний як для вітчизняних, так і для зарубіжних автомобілів. У такій конструкції радіатор не повністю закритий кожухом, тому повітря, що проходить через нього, охолоджує лише частину його поверхні. Крім того, радіатор має два ходи циркуляції рідини (рис. 2.1).

Рисунок 2.1

Згідно з рис. 2.1, автомобільний радіатор умовно поділяється на три ділянки. Ділянки I та III розташовані всередині кожуха, тоді як ділянка II залишається відкритою. У зв'язку з цим розрахунок необхідно виконувати окремо для кожної частини. Таким чином, тепловий розрахунок системи охолодження двигуна автомобіля зводиться до розв'язання системи з дев'яти рівнянь з дев'ятьма невідомими [13]. З урахуванням наведеного вище виразу для коефіцієнта теплопередачі система рівнянь має вигляд:

- для частини I

$$\begin{cases} Q_I = k_I \cdot F_{2_I} \cdot \left(\frac{T'_1 + T''_{1_I}}{2} - \frac{T'_2 + T''_{2_I}}{2} \right); \\ Q_I = v_1 \cdot \frac{f_1}{2} \cdot \rho_{1_{\varphi I}} \cdot Cp_{1_{\varphi I}} \cdot (T'_1 - T''_{1_I}); \\ Q_I = v_{2_{\phi I}} \cdot f_{2_{\phi I}} \cdot \rho_{2_{\varphi I}} \cdot Cp_{2_{\varphi I}} \cdot (T''_{2_I} - T'_2); \end{cases} \quad (2.2)$$

$$\text{де } k_I = \frac{1}{2 \cdot l_{mp_I} \cdot \Delta_{2_I} \left(\frac{1}{\alpha_{1_I} \cdot t_p \cdot F_{1_I}} + \frac{1}{\alpha_{\kappa} \cdot t_p \cdot F_{\kappa}} + \frac{1}{\alpha_{2_I} \cdot (1 + E_{p_I}) \cdot (2 \cdot l_{mp_I} \cdot \Delta_{2_I} - t_p \cdot F_{1_I})} \right)}.$$

- для частини II

$$\begin{cases} Q_{II} = k_{II} \cdot F_{2_{II}} \cdot \left(\frac{T''_{1_I} + T''_{1_{II}}}{2} - \frac{T''_{2_{II}} + T'_2}{2} \right); \\ Q_{II} = v_1 \cdot \frac{f_1}{2} \cdot \rho_{1_{\varphi II}} \cdot Cp_{1_{\varphi II}} \cdot (T''_{1_I} - T''_{1_{II}}); \\ Q_{II} = v_{2_{\phi II}} \cdot f_{2_{\phi II}} \cdot \rho_{2_{\varphi II}} \cdot Cp_{2_{\varphi II}} \cdot (T''_{2_{II}} - T'_2); \end{cases} \quad (2.3)$$

$$\text{де } k_{II} = \frac{1}{2 \cdot l_{mp_{II}} \cdot \Delta_{2_{II}} \left(\frac{1}{\alpha_{1_{II}} \cdot t_p \cdot F_{1_{II}}} + \frac{1}{\alpha_{\kappa} \cdot t_p \cdot F_{\kappa}} + \frac{1}{\alpha_{2_{II}} \cdot (1 + E_{p_{II}}) \cdot (2 \cdot l_{mp_{II}} \cdot \Delta_{2_{II}} - t_p \cdot F_{1_{II}})} \right)}.$$

- для частини III

$$\begin{cases} Q_{III} = Q - Q_I - Q_{II} = k_{III} \cdot F_{2_{III}} \cdot \left(\frac{T''_{1_{II}} + T''_{1_I}}{2} - \frac{T''_{2_{III}} + T'_2}{2} \right); \\ Q_{III} = v_1 \cdot \frac{f_1}{2} \cdot \rho_{1_{\varphi III}} \cdot Cp_{1_{\varphi III}} \cdot (T''_{1_{II}} - T''_{1_I}); \\ Q_{III} = v_{2_{\phi III}} \cdot f_{2_{\phi III}} \cdot \rho_{2_{\varphi III}} \cdot Cp_{2_{\varphi III}} \cdot (T''_{2_{III}} - T'_2); \end{cases} \quad (2.4)$$

$$\text{де } k_{III} = \frac{1}{2 \cdot l_{mp_{III}} \cdot \Delta_{2_{III}} \left(\frac{1}{\alpha_{1_{III}} \cdot t_p \cdot F_{1_{III}}} + \frac{1}{\alpha_{\kappa} \cdot t_p \cdot F_{\kappa}} + \frac{1}{\alpha_{2_{III}} \cdot (1 + E_{p_{III}}) \cdot (2 \cdot l_{mp_{III}} \cdot \Delta_{2_{III}} - t_p \cdot F_{1_{III}})} \right)}.$$

У поданих системах рівнянь T'_1 і T''_1 , позначають відповідно температури охолоджувальної рідини на вході та виході з кожної частини радіатора, К; T'_2 і T''_2 –

температури повітря на вході та виході з відповідних частин радіатора, К.

Під час складання системи рівнянь (2.2) - (2.4) прийнято такі спрощення: теплоємність і густина теплоносіїв визначаються за середнім значенням температури; середній температурний напір у радіаторі вважається рівним середньоарифметичному; частини I та III щільно охоплені кожухом, тому швидкість повітря в них приймається однаковою. При цих припущеннях система містить дев'ять невідомих величин ($Q_I, Q_{II}, T_{1''}, T_{2''}, T_{1_n}, T_{2_n}, T_1'', T_2'', v_{2_{\phi_I}}$), отже, вона замкнута.

Отримано математичну модель теплового розрахунку системи охолодження, доповнено співвідношеннями для визначення коефіцієнта теплопередачі, дає змогу обґрунтовано вибрати оптимальний крок розміщення ребер радіатора з урахуванням заданих габаритів та умов експлуатації.

При розрахунку неохопленою кожухом частини II радіатора (рис. 2.1) швидкість повітря в ній ($v_{2_{\phi_{II}}}$) приймається рівною 14...15% від швидкості руху автомобіля [25], тобто:

$$v_{2_{\phi_{II}}} = (0,14 \dots 0,15) \cdot v_a, \quad (2.5)$$

де v_a - швидкість руху автомобіля, м/с.

Однак, при проведенні енергетичного розрахунку систем охолодження двигунів автомобілів не враховується вплив вентилятора на роботу неохопленою кожухом частині радіатора, а також вплив підсосів повітря через зазори між кожухом і радіатором.

2.2 Енергетичне оцінювання та аналіз працездатності системи охолодження зерновоза

Під час роботи вентилятора автомобіля деяка частина повітря, створювана ним, просмоктується і через неохоплену кожухом частина радіатора за рахунок утворюється розрідження перед радіатором (рис. 2.2, перетин II). При цьому потік повітря в частині II радіатора (рис. 2.1) рухається в напрямку, протилежному руху повітря в частині I радіатора. Коли ж автомобіль починає рух розрідження у II-ої частини радіатора (рис. 2.1) поступово «гаситься» набігаючим потоком повітря і в певний момент перед радіатором утворюється тиск, внаслідок чого напрямок потоку

повітря змінюється у зворотний бік.

Як показали проведені дослідження, при досягненні автомобілем швидкості 40 км/год, швидкість повітря в неохоплену кожухом частині радіатора буде дорівнює нулю. У цьому випадку процес теплопередачі в II-ої частини радіатора (рис. 2.1) здійснюватиметься за рахунок природної конвекції.

Рисунок 2.2

Вплив потоку повітря, створюваного вентилятором, і набігаючого потоку повітря на роботу неохоплену кожухом частині радіатора можна врахувати введенням в систему рівнянь коефіцієнта ε_v . Його можна представити у вигляді:

$$\varepsilon_v = \frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{v_{2\phi I} \cdot f_{2\phi I} \cdot \rho_{2\phi I} \cdot Cp_{2\phi I} \cdot \Delta T_{2I}}{v_{2\phi II} \cdot f_{2\phi II} \cdot \rho_{2\phi II} \cdot Cp_{2\phi II} \cdot \Delta T_{2II}} . \quad (2.6)$$

У зв'язку з тим, що, при проведенні енергетичного розрахунку системи охолодження, температура повітря на вході в охоплену і неохоплену кожухом частині радіатора приймається рівною температурі навколишнього середовища, а температури повітря на виході з даних частин радіатора відрізняються між собою незначно, то можна припустити, що:

$$\rho_{2\phi II} \cdot Cp_{2\phi II} \cdot \Delta T_{2II} \approx \rho_{2\phi I} \cdot Cp_{2\phi I} \cdot \Delta T_{2I} .$$

Тоді рівняння прийме вигляд:

$$\varepsilon_v = \frac{v_{2\phi I} \cdot f_{2\phi I}}{v_{2\phi II} \cdot f_{2\phi II}} . \quad (2.7)$$

З урахуванням система рівнянь прийме наступний вигляд:

$$\begin{cases} Q_{II} = k_{II} \cdot F_{2II} \cdot \left(\frac{T_{1I}'' + T_{1II}''}{2} - \frac{T_{2II}'' + T_2'}{2} \right); \\ Q_{II} = v_1 \cdot \frac{f_1}{2} \cdot \rho_{1\varphi_{II}} \cdot Cp_{1\varphi_{II}} \cdot (T_{1I}'' - T_{1II}''); \\ Q_{II} = \varepsilon_v \cdot v_{2\phi_I} \cdot f_{2\phi_I} \cdot \rho_{2\varphi_{II}} \cdot Cp_{2\varphi_{II}} \cdot (T_{2II}'' - T_2'), \end{cases} \quad (2.8)$$

Теоретично визначити коефіцієнт, що враховує вплив потоку повітря, створюваного вентилятором, і набігаючого потоку повітря на роботу неохопленою кожухом частині радіатора практично неможливо, тому він визначається експериментальним шляхом.

У зв'язку з вищевикладеним та з урахуванням систему рівнянь можна представити у вигляді:

- для частини I

$$\begin{aligned} \frac{2 \cdot Q_I}{k_I \cdot F_{2I}} - T_{1I}'' + T_{2I}'' &= T_{1I}' - T_2'; \\ \frac{2 \cdot Q_I}{v_1 \cdot f_1 \cdot \rho_{1\varphi_I} \cdot Cp_{1\varphi_I}} + T_{1I}'' &= T_{1I}'; \\ T_{2I}'' - \frac{Q_I}{v_{2\phi_I} \cdot f_{2\phi_I} \cdot \rho_{2\varphi_I} \cdot Cp_{2\varphi_I}} &= T_2'; \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$k_I = \frac{1}{2 \cdot l_{mp_I} \cdot \Delta_{2I} \left(\frac{1}{\alpha_{1I} \cdot t_p \cdot F_{1I}} + \frac{1}{\alpha_{\kappa} \cdot t_p \cdot F_{\kappa}} + \frac{1}{\alpha_{2I} \cdot (1 + E_{p_I}) \cdot (2 \cdot l_{mp_I} \cdot \Delta_{2I} - t_p \cdot F_{1I})} \right)};$$

- для частини II

$$\begin{aligned} \frac{2 \cdot Q_{II}}{k_{II} \cdot F_{2II}} - T_{1II}'' + T_{2II}'' &= T_{1II}'' - T_2'; \\ \frac{2 \cdot Q_{II}}{v_1 \cdot f_1 \cdot \rho_{1\varphi_{II}} \cdot Cp_{1\varphi_{II}}} + T_{1II}'' &= T_{1II}''; \\ T_{2II}'' - \frac{Q_{II}}{\varepsilon_v \cdot v_{2\phi_I} \cdot f_{2\phi_I} \cdot \rho_{2\varphi_{II}} \cdot Cp_{2\varphi_{II}}} &= T_2'; \end{aligned} \quad (2.10)$$

$$k_{II} = \frac{1}{2 \cdot l_{mp_{II}} \cdot \Delta_{2_{II}} \left(\frac{1}{\alpha_{1_{II}} \cdot t_p \cdot F_{1_{II}}} + \frac{1}{\alpha_k \cdot t_p \cdot F_k} + \frac{1}{\alpha_{2_{II}} \cdot (1 + E_{p_{II}}) \cdot (2 \cdot l_{mp_{II}} \cdot \Delta_{2_{II}} - t_p \cdot F_{1_{II}})} \right)} ;$$

- для частини III

$$\begin{aligned} \frac{2 \cdot Q_{III}}{k_{III} \cdot F_{2_{III}}} - T_1'' + T_{2_{III}}'' &= T_{1_{II}}'' - T_2'; \\ \frac{2 \cdot Q_{III}}{v_1 \cdot f_1 \cdot \rho_{1_{\varphi_{III}}} \cdot Cp_{1_{\varphi_{III}}}} + T_1'' &= T_{1_{II}}''; \\ T_{2_{III}}'' - \frac{Q_{III}}{v_{2_{\phi_{III}}} \cdot f_{2_{\phi_{III}}} \cdot \rho_{2_{\varphi_{III}}} \cdot Cp_{2_{\varphi_{III}}}} &= T_2'; \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$k_{III} = \frac{1}{2 \cdot l_{mp_{III}} \cdot \Delta_{2_{III}} \left(\frac{1}{\alpha_{1_{III}} \cdot t_p \cdot F_{1_{III}}} + \frac{1}{\alpha_k \cdot t_p \cdot F_k} + \frac{1}{\alpha_{2_{III}} \cdot (1 + E_{p_{III}}) \cdot (2 \cdot l_{mp_{III}} \cdot \Delta_{2_{III}} - t_p \cdot F_{1_{III}})} \right)} .$$

Системи рівнянь (2.43) - (2.45) нелінійні, так як коефіцієнт теплопередачі радіатора і теплофізичні характеристики теплоносіїв залежать від шуканих температур. Отримані алгебраїчні рівняння будуть лінійними за умови, що середній температурний напір в радіаторі буде прийнятий за середньоарифметичному значенню. Якщо коефіцієнти при невідомих температурах теплоносіїв постійні, а також постійні значення правих частин рівнянь, то ці рівняння будуть лінійними алгебраїчними рівняннями щодо невідомих температур [7]. Таким чином, число рівнянь відповідає числу невідомих. Значення коефіцієнтів при невідомих і правих частин систем рівнянь (2.9) - (2.11) наведено відповідно в додатку А табл. А.1 - А.3.

У результаті теплового розрахунку визначаються вихідні дані (температури теплоносіїв на виході з радіатора і швидкість повітря перед фронтом радіатора) для проведення аеродинамічного розрахунку системи охолодження, що дозволяє вибрати тип вентилятора і кут установки його лопатей.

Аеродинамічний тракт системи охолодження двигуна автомобіля складається з таких елементів, як (рис. 2.3): облицювальна решітка 1 і бампер 2 (повітрязбірні вікна) на вході в тракт, радіатор 3, кожух 4, обичайка вентилятора 5, вентилятор 6 і

дифузор 7. Тому аеродинамічний опір тракту визначається втратами енергії повітряного потоку на кожному з перерахованих вище елементів.

Рисунок 2.3

Основні складові втрат енергії повітряного потоку в аеродинамічному тракці системи охолодження двигуна автомобіля описуються рівняннями енергії, складеними для кожної з ділянок повітряного тракту (рис. 2.3) [10], при цьому приймемо грати радіатора і повітрязабірні вікна в бампері за один елемент тракту:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta p_{0-I} = \left(\frac{p_0}{g \cdot \rho_0} + z_0 \right) - \left(\frac{p_I}{g \cdot \rho_I} + z_I + \alpha_I \frac{v_I^2}{2g} \right); \\ \Delta p_{I-II} = \left(\frac{p_I}{g \cdot \rho_I} + z_I \right) - \left(\frac{p_{II}}{g \cdot \rho_{II}} + z_{II} + \alpha_{II} \frac{v_{II}^2}{2g} \right); \\ \Delta p_{II-III} = \left(\frac{p_{II}}{g \cdot \rho_{II}} + z_{II} \right) - \left(\frac{p_{III}}{g \cdot \rho_{III}} + z_{III} + \alpha_{III} \frac{v_{III}^2}{2g} \right); \\ \Delta p_{III-IV} = \left(\frac{p_{III}}{g \cdot \rho_{III}} + z_{III} \right) - \left(\frac{p_{IV}}{g \cdot \rho_{IV}} + z_{IV} + \alpha_{IV} \frac{v_{IV}^2}{2g} \right); \\ \Delta p_{IV-V} = \left(\frac{p_{IV}}{g \cdot \rho_{IV}} + z_{IV} \right) - \left(\frac{p_V}{g \cdot \rho_V} + z_V + \alpha_V \frac{v_V^2}{2g} \right); \\ \Delta p_{V-VI} = \left(\frac{p_V}{g \cdot \rho_V} + z_V \right) - \left(\frac{p_{VI}}{g \cdot \rho_{VI}} + z_{VI} + \alpha_{VI} \frac{v_{VI}^2}{2g} \right); \\ \Delta p_{VI-VII} = \left(\frac{p_{VI}}{g \cdot \rho_{VI}} + z_{VI} \right) - \left(\frac{p_{VII}}{g \cdot \rho_{VII}} + z_{VII} + \alpha_{VII} \frac{v_{VII}^2}{2g} \right), \end{array} \right. \quad (2.12)$$

де $p_0, p_I, p_{II}, p_{III}, p_{IV}, p_V, p_{VI}, p_{VII}$ - статичний тиск повітряного потоку у відповідних перетинах елементів аеродинамічного тракту і на виході з нього;

$z_0, z_I, z_{II}, z_{III}, z_{IV}, z_V, z_{VI}, z_{VII}$ - геодезичні висоти центрів мас відповідних перерізів елементів аеродинамічного тракту і на виході з нього;

$\alpha_0, \alpha_I, \alpha_{II}, \alpha_{III}, \alpha_{IV}, \alpha_V, \alpha_{VI}, \alpha_{VII}$ - коефіцієнти Коріоліса у відповідних перетинах елементів аеродинамічного тракту і на виході з нього [9];

$v_0, v_I, v_{II}, v_{III}, v_{IV}, v_V, v_{VI}, v_{VII}$ - середньорозхідні швидкості повітряного потоку у відповідних перетинах елементів аеродинамічного тракту і на виході з нього;

$\rho_0, \rho_I, \rho_{II}, \rho_{III}, \rho_{IV}, \rho_V, \rho_{VI}, \rho_{VII}$ - значення щільності повітря у відповідних перетинах елементів аеродинамічного тракту і на виході з нього.

Після складання правих і лівих частин рівнянь (2.12) отримаємо наступне рівняння:

$$p_v = \sum \Delta p_i + \alpha_{ом} \frac{\rho_2'' \cdot v_{2_{ом}}^2}{2} - \frac{\rho_2'' \cdot v_a^2}{2}, \quad (2.13)$$

де $v_{2_{ом}}$ - швидкість повітря в перерізі, ометаєма лопатями вентилятора, м/с;

$\alpha_{ом}$ - коефіцієнт Коріоліса повітряного потоку, віднесений до швидкості повітря в перерізі, ометаєма лопатями вентилятора;

v_a - швидкість руху автомобіля, м/с;

ρ_2'' - Щільність повітря на виході з радіатора, кг/м³.

Рівняння (2.13) справедливо за умови, що: $\Delta p_{V-VI} = -p_v$; $\rho_{VII} = \rho_0$; $z_0 = z_I = z_{II} = z_{III} = z_{IV} = z_V = z_{VI} = z_{VII}$; $\alpha_{VII} = \alpha_{ом}$ и $v_{VII} = v_{ом}$.

Втрати на кожному елементі аеродинамічного тракту описуються [9]:

$$\Delta p_i = \frac{\zeta_i \cdot \rho_i \cdot v_i^2}{2}, \quad (2.14)$$

де ζ_i - коефіцієнт опору і-того елемента аеродинамічного тракту;

ρ_i - щільність повітря в і-том перетині, кг/м³;

v_i - швидкість повітря в і-том перетині, м/с.

Таким чином, по відношенню до основних ділянок аеродинамічного тракту рівняння (2.13) буде мати вигляд [25]:

$$\begin{aligned}
 p_v = & \zeta_{0-I} \cdot \rho'_2 \cdot \frac{v_a^2}{2} + \zeta_{I-II} \cdot \rho'_2 \cdot \frac{v_{2\phi p}^2}{2} + \zeta_{II-III} \cdot \rho'_2 \cdot \frac{v_{2\phi p}^2}{2} + \zeta_{III-IV} \cdot \rho''_2 \cdot \frac{v_{2\phi p}^2}{2} + \zeta_{IV-V} \cdot \rho''_2 \cdot \frac{v_{2om}^2}{2} + \\
 & + \zeta_{V-VI} \cdot \rho''_2 \cdot \frac{v_{2om}^2}{2} + \zeta_{VI-VII} \cdot \rho''_2 \cdot \frac{v_{2om}^2}{2} + \alpha_{om} \cdot \rho''_2 \cdot \frac{v_{2om}^2}{2} - \rho'_2 \cdot \frac{v_a^2}{2}.
 \end{aligned}
 \tag{2.15}$$

У рівнянні (2.15) значення швидкостей повітря перед фронтом радіатора ($v_{2\phi p}$) і в перетині, ометаєма лопатями вентилятора (v_{2om}), а також щільності повітря перед (ρ'_2) і за (ρ''_2) радіатором визначаються з теплового розрахунку. Невідомим в даному рівнянні є тиск (p_v), створюване вентилятором, необхідне для подолання опору аеродинамічного тракту.

Як показують дослідження [26], поле швидкості за вентилятором нерівномірно внаслідок впливу як типу і режимів роботи вентилятора, так і різних елементів на вході і виході з вентиляторної установки. Тому коефіцієнт Коріоліса повітряного потоку, віднесений до швидкості повітря в перерізі, ометаєма лопатями вентилятора, більше одиниці.

Проте численні дослідження [13] показали доцільність визначення в кожному конкретному випадку аеродинамічних характеристик вентиляторних установок, включаючи всі прилеглі елементи на вході і виході за умови.

Таким чином, енергетичний розрахунок системи охолодження двигуна автомобіля проводиться з метою визначення раціональних параметрів конструкції радіатора; температур теплоносіїв на виході з радіатора; швидкості повітря перед фронтом радіатора, яку повинен забезпечити вентилятор; типу вентилятора і режимів його роботи; витрат потужності на привід вентилятора.

3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Методика опрацювання експериментальних даних, отриманих під час дослідження радіаторів

При обробці результатів експериментальних досліджень радіаторів шукані величини визначалися в послідовності, наведеній нижче.

1. Середня температура води:

$$T_1 = \frac{(T_1' + T_1'')}{2}, \text{ К}, \quad (3.1)$$

де T_1' і T_1'' - відповідно температура води на вході і на виході з радіатора.

2. Витрата води - по тарірувальній залежності витрати води від опору водяній діафрагми:

$$V_1 = C \cdot \sqrt{\Delta H_1}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (3.2)$$

де C - постійна водяній діафрагми;

ΔH_1 - перепад тиску води у витратомірній діафрагмі, Па.

Крім того, витрата води може бути визначений за часом заповнення мірного бачка:

$$V_1 = \frac{3,6 \cdot V_1'}{\tau}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (3.3)$$

де V_1' - обсяг мірного бачка, л;

τ - час заповнення мірного бачка, с.

3. Кількість теплоти, що віддається водою:

$$Q_1 = V_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1'' - T_1'), \text{ Вт}, \quad (3.4)$$

де ρ_1 - щільність води при середній температурі T_1 , обумовлена за довідковими даними [27], кг/м³;

c_{p1} - питома теплоємність води, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

4. Витрата повітря:

$$V_2 = \alpha \cdot F_0 \cdot \sqrt{\Delta H_2 / \rho_2''}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (3.5)$$

де α - постійний коефіцієнт витрати, який визначається дослідним шляхом при

таруванні діафрагми витрати повітря;

F_0 - площа отвору звужено устрою, м²;

ΔH_2 - перепад тиску повітря у витратомірній діафрагмі, Па;

ρ_2'' - щільність повітря перед діафрагмою витрати повітря, що визначається за довідковими даними [27], кг/м³.

5. Кількість теплоти, що сприймається повітрям:

$$Q_2 = V_2 \cdot \rho_2 \cdot C_{p_2} \cdot (T_2'' - T_2') , \text{ Вт}, \quad (3.6)$$

де C_{p_2} - питома теплоємність повітря при середній температурі T_2 , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

6. небаланси тепла між Q_1 і Q_2 :

$$\Delta Q = \frac{(Q_1 - Q_2)}{Q_2} \cdot 100\% . \quad (3.7)$$

Небаланс не повинен перевищувати $\pm 5\%$.

7. Середньо-логарифмічний температурний напір [27]:

$$\mathcal{G} = \varepsilon_{\Delta t} \frac{(T_1'' - T_2') - (T_1' - T_2'')}{\ln\left(\frac{T_1'' - T_2'}{T_1' - T_2''}\right)} , \text{ К}, \quad (3.8)$$

де $\varepsilon_{\Delta t}$ - поправка по середньо-логарифмічному температурному напору при перехресному перебігу теплоносіїв, обумовлена по залежності:

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{1}{1 - R} \cdot \frac{\ln\left(\frac{1 - P}{1 - P \cdot R}\right)}{\ln\left(1 - \frac{1}{R} \ln \frac{1}{1 - P \cdot R}\right)} , \quad (3.9)$$

де $P = \frac{T_2'' - T_2'}{T_1' - T_2'}$ і $R = \frac{T_1' - T_1''}{T_2'' - T_2'}$ - безрозмірні температурні параметри.

8. Коефіцієнт теплопередачі:

$$k_n = \frac{Q_1}{F_2 \cdot \mathcal{G}} , \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (3.10)$$

де F_2 - площа поверхні теплообміну з боку повітря, м².

9. Швидкість води в трубках:

$$v_1 = \frac{V_1}{3600 \cdot f_1}, \text{ м/с}, \quad (3.11)$$

де f_1 - перетин для проходу води, м².

10. Лінійна швидкість повітря у вузькому перетині й у перетині перед фронтом радіатора відповідно:

$$v_{2_{\text{вс}}} = \frac{V_1}{3600 \cdot f_{2_{\text{вс}}}}, \text{ м/с}, \quad (3.12)$$

$$v_{2_{\text{фр}}} = \frac{V_2}{3600 \cdot f_{2_{\text{фр}}}}, \text{ м/с}, \quad (3.13)$$

де $f_{2_{\text{вс}}}$ - площа вузького перетину для проходу повітря, м²;

$f_{2_{\text{фр}}}$ - площа фронтального перетину для проходу повітря, м².

11. Масова швидкість повітря у вузькому перетині й у перетині перед фронтом радіатора відповідно:

$$U_{2_{\text{вс}}} = \frac{V_2 \cdot \rho_2''}{3600 \cdot f_{2_{\text{вс}}}}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}, \quad (3.14)$$

$$U_{2_{\text{фр}}} = \frac{V_2 \cdot \rho_2''}{3600 \cdot f_{2_{\text{фр}}}}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}, \quad (3.15)$$

12. Критерій Рейнольдса для води:

$$\text{Re}_1 = \frac{v_1 \cdot d_{\text{э}}}{\nu_1}, \quad (3.16)$$

де $d_{\text{э}} = \frac{4f}{\Pi}$ - еквівалентний діаметр каналу для проходу рідини, м;

ν_1 - коефіцієнт кінематичної в'язкості, що визначається за середній температурі води, м²/с;

f - площа живого перерізу каналу, по якому протікає теплоносій, м²;

Π - змочується периметр перетину, м.

13. Критерій Прандтля для води за довідковими даними в залежності від температури води [27]:

$$\text{Pr}_1 = f(T_1), \quad (3.17)$$

$$\text{Pr}_{1_{cm}} = f(T_{1_{cm}}), \quad (3.18)$$

де $T_{1_{cm}}$ - середня температура стінки трубки з боку води, який визначається за формулою:

$$T_{1_{cm}} = T_1 - \frac{Q_1}{F_1 \cdot \alpha_1}, \text{ К}, \quad (3.19)$$

де F_1 - поверхню тепловіддачі з боку води, м^2 .

14. Коефіцієнт тепловіддачі з боку води:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{э}1}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (3.20)$$

де Nu_1 - критерій Нуссельта з боку води.

15. Критерій Рейнольдса у вузькому перетині й у перетині перед фронтом радіатора відповідно:

$$\text{Re}_{2_{\text{вз}}} = \frac{v_{2_{\text{вз}}} \cdot d_{\text{э}2}}{v_2}, \quad (3.21)$$

$$\text{Re}_{2_{\text{фр}}} = \frac{v_{2_{\text{фр}}} \cdot d_{\text{э}2}}{v_2}, \quad (3.22)$$

де $d_{\text{э}2}$ - еквівалентний діаметр каналу для проходу повітря, м ;

v_2 - коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, що визначається за середній температурі повітря, $\text{м}^2/\text{с}$.

16. Приведений коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря:

$$\alpha_{2_{\text{пр}}} = \frac{1}{\frac{1}{k_n} - \bar{F}_{\text{оп}} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + R \right)}, \quad (3.23)$$

де $\bar{F}_{\text{оп}} = \frac{F_2}{F_{2_{\text{мп}}}}$ - ступінь оребрення поверхні теплообміну;

$F_{2_{\text{мп}}}$ - площа поверхні охолодження трубок радіатора з боку повітря, м^2 ;

R - термічний опір теплопередачі через трубки і ребра.

17. Критерій Нуссельта для повітря:

$$Nu_2 = \frac{\alpha_{2_{\text{пр}}} \cdot d_{\text{э}2}}{\lambda_2}. \quad (3.24)$$

18. Критерій Ейлера для повітря:

$$Eu_2 = \frac{\Delta P_2}{(\rho_2 \cdot v_{2_{фр}}^2)}, \quad (3.25)$$

де ρ_2 - щільність повітря при середній температурі повітря, кг/м^3 .

Представлений алгоритм обробки результатів експериментальних досліджень дослідних радіаторів і моделей реалізований у вигляді програми на ПЕОМ.

3.2 Методика опрацювання експериментальних даних, отриманих під час дослідження вентиляторів

При обробці результатів експериментальних досліджень вентиляторних установок, а також блоку «радіатор-вентилятор» шукані величини визначалися в послідовності, наведеній нижче.

1. Витрата повітря, що забезпечується вентилятором:

$$V_2 = F_k \cdot \varepsilon_k \cdot \Delta \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_k}{\rho_{2_k}}}, \quad \text{м}^3/\text{с}, \quad (3.26)$$

де F_k - площа вимірювального перетину колектора, м^2 ;

$\varepsilon_k = 0,975$ - витратний коефіцієнт колектора;

$\Delta = \sqrt{\frac{B_0 \cdot T}{B \cdot T_0}}$ - поправка для приведення температури повітря (Т) та

атмосферного тиску (В) до нормальних умов ($T_0 = 273,15 \text{ К}$; $B_0 = 101325 \text{ Па}$);

ΔP_k - перепад тиску в колекторі, Па;

ρ_{2_k} - Щільність повітря в колекторі, кг/м^3 .

2. Середня масова швидкість перед фронтом радіатора:

$$U_{2_{фр}} = \frac{V_2 \cdot \rho_2}{f_{2_{фр}}}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}. \quad (3.27)$$

3. Повний напір, створюваний вентилятором:

$$P_v = P_{sv} + \frac{\rho_2'' \cdot v_{2_{ом}}^2}{2} - \frac{\rho_{2_{кам}}'' \cdot v_{2_{кам}}^2}{2}, \quad \text{Па}, \quad (3.28)$$

де P_{sv} - статичний тиск, Па;

ρ_2'' - щільність повітря на виході з вентиляторної установки, кг/м^3 ;

$v_{2_{вих}} = \frac{V_2}{F_{вих}}$ - швидкість повітря на виході з вентиляторної установки, м/с;

$F_{вих}$ - площа перерізу на виході з вентиляторної установки, м²;

$\rho_{2_{кам}}''$ - щільність повітря в камері, кг/м³;

$v_{2_{кам}} = \frac{V_2}{F_{кам}}$ - швидкість повітря в камері, м/с;

$F_{кам}$ - площа перерізу камери, м².

4. Безрозмірний витрата повітря:

$$\varphi = \frac{V_2}{F \cdot u}, \quad (3.29)$$

де F - площа вентиляторного колеса по зовнішньому діаметру, м²;

u - окружна швидкість зовнішніх кромek лопатей вентилятора, м/с.

5. Безрозмірний натиск вентилятора:

$$\psi = \frac{P_v}{\rho_2'' \cdot u}. \quad (3.30)$$

6. Аеродинамічна потужність вентиляторної установки:

$$N_{аер} = P_v \cdot V_2, \text{ Вт}. \quad (2.31)$$

7. Електрична потужність, споживана електродвигуном вентиляторної установки:

$$N_{эл} = I \cdot U, \text{ Вт}, \quad (3.32)$$

де I - сила струму, А;

U - напруга на клеммах електродвигуна вентилятора, В.

8. Механічна потужність на валу електродвигуна вентиляторної установки:

$$N_{м} = I \cdot U \cdot \eta_{эл}, \text{ Вт}, \quad (3.33)$$

де $\eta_{эл}$ - ККД електродвигуна вентиляторної установки.

9. ККД вентиляторної установки, віднесений до потужності на валу електродвигуна:

$$\eta = \frac{N_{аер}}{N_{м}}. \quad (3.34)$$

Представлений алгоритм обробки результатів експериментальних досліджень вентиляторних установок і блоку «радіатор-вентилятор» реалізований у вигляді програми на ПЕОМ.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

4.1 Результати випробувань і досліджень автомобільних радіаторів

Метою стендових випробувань було дослідження впливу конструктивних параметрів, а саме кроку розташування ребер і турбулізаторів типу жалюзі, і режимів роботи на енергетичні характеристики радіаторів: коефіцієнт теплопередачі радіатора k , коефіцієнт тепловіддачі від радіатора до повітря α_2 і аеродинамічний опір радіатора ΔP_2 .

Для визначення впливу на енергетичні характеристики автомобільних радіаторів кроку розташування ребер на стенді було експериментально досліджено три мідних трубчасто-пластинчастих радіатора з різним кроком розташування ребер. Це дозволило визначити коефіцієнти теплопередачі і аеродинамічний опір для даних радіаторів (рис. 4.1...4.2).

Рисунок 4.1

Рисунок 4.2

У результаті обробки експериментальних даних отримані в параметричній та критеріальній формах залежності коефіцієнта теплопередачі і аеродинамічного

опору від масової швидкості повітря перед фронтом радіатора, що необхідно для проведення розрахункових досліджень:

- для радіатора з кроком розташування ребер $t_p = 1,29$ мм:

$$\begin{aligned} k &= 37,719 \cdot u_{2_{\text{фр}}}^{0,497}; & Nu_2 &= 0,2429 \cdot Re_2^{0,524}; \\ \Delta P_2 &= 8,89 \cdot u_{2_{\text{фр}}}^{1,489}; & Eu_2 &= 80,214 \cdot Re_2^{-0,471}; \end{aligned} \quad (4.1)$$

- для радіатора з кроком розташування ребер $t_p = 1,88$ мм:

$$\begin{aligned} k &= 52,733 \cdot u_{2_{\text{фр}}}^{0,465}; & Nu_2 &= 0,4706 \cdot Re_2^{0,493}; \\ \Delta P_2 &= 5,0809 \cdot u_{2_{\text{фр}}}^{1,588}; & Eu_2 &= 31,576 \cdot Re_2^{-0,364}; \end{aligned} \quad (4.2)$$

- для радіатора з кроком розташування ребер $t_p = 2,25$ мм:

$$\begin{aligned} k &= 45,2 \cdot u_{2_{\text{фр}}}^{0,493}; & Nu_2 &= 0,3806 \cdot Re_2^{0,52}; \\ \Delta P_2 &= 4,6112 \cdot u_{2_{\text{фр}}}^{1,608}; & Eu_2 &= 27,645 \cdot Re_2^{-0,343}. \end{aligned} \quad (4.3)$$

Отримані рівняння справедливі при значеннях масової швидкості повітря перед фронтом радіатора $u_{2_{\text{фр}}} = 2,5 \dots 9 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$ і значеннях критерію Рейнольдса $Re_2 = 350 \dots 1400$.

Дослідження радіаторів з різним кроком розташування ребер дозволило отримати комплексні рівняння в параметричній та критеріальній формі, що враховують вплив не тільки швидкості повітря, але й кроку розташування ребер на енергетичні характеристики радіатора (додаток Б рис. Б.1-Б.2):

- для коефіцієнтів теплопередачі і тепловіддачі:

$$k = 6,6857 \cdot G_2^{0,485} \cdot \left(\frac{t_p}{L} \right)^{0,379}, \quad (4.4)$$

$$Nu_2 = 3,8096 \cdot Re_2^{0,532} \cdot \left(\frac{t_p}{L} \right)^{0,8}, \quad (4.5)$$

- для аеродинамічного опору:

$$\Delta P_2 = 2,1418 \cdot 10^{-5} \cdot G_2^{1,561} \cdot \left(\frac{t_p}{L} \right)^{-0,831}, \quad (4.6)$$

$$Eu_2 = 11,5441 \cdot Re_2^{-0,429} \cdot \left(\frac{t_p}{L} \right)^{-0,467}, \quad (4.7)$$

де G_2 - масова витрата повітря, кг/год;

L - робоча глибина радіатора, м.

Отримані рівняння справедливі при значеннях $\frac{t_p}{L} = 0,03 \dots 0,06$.

В результаті проведених експериментальних досліджень отримані енергетичні характеристики мідних радіаторів трубчасто-пластинчастого типу з круглими трубками, представлені як у графічній формі (рис. 4.1-4.2, додаток Б рис. Б.1-Б.2), так і залежностями в параметричній та критеріальній формах (4.1) - (4.7), які дозволяють доповнити математичну модель розрахунку системи охолодження двигуна автомобіля і вибрати раціональний крок розташування ребер в радіаторі.

У результаті порівняння експериментально отриманих значень коефіцієнта теплопередачі в залежності від кроку розташування ребер зі значеннями коефіцієнта теплопередачі, визначеними по теоретично отриманій залежності, видно, що є досить точна збіжність результатів, що свідчить про достовірність отриманого теоретичного вирішення, що описує залежність коефіцієнта теплопередачі від геометричних характеристик радіатора.

Далі експериментально були досліджені алюмінієвий трубчасто-пластинчастий радіатор з круглими трубками непаяною конструкції і алюмінієвий трубчасто-стрічковий радіатор з плоскоовальними трубками паяної конструкції. Результати досліджень представлені в додатку Б на рис. Б.3-Б.4.

Як видно з рис. Б.3-Б.4 (додаток Б) у радіатора № 2 паяної конструкції коефіцієнт теплопередачі вище на 15%, а аеродинамічний опір нижче на 15...26%. Кращі енергетичні характеристики радіатора паяної конструкції пояснюються тим, що він має набагато кращу якість контакту між трубками і ребрами, а аеродинамічний опір зменшується у зв'язку з тим, що у радіатора один ряд трубок, на відміну від непаяною радіатора № 1.

У результаті обробки дослідних даних для двох типів радіаторів були отримані залежності коефіцієнта теплопередачі і аеродинамічного опору в параметричній та критеріальній формах:

- для радіатора № 1:

$$\begin{aligned} k &= 7,2191 \cdot G_2^{0,334}; & Nu_2 &= 0,5944 \cdot Re_2^{0,442}; \\ \Delta P_2 &= 0,0005 \cdot G_2^{1,603}; & Eu_2 &= 57,257 \cdot Re_2^{-0,369}; \end{aligned} \quad (4.8)$$

- для радіатора № 2:

$$\begin{aligned} k &= 5,0339 \cdot G_2^{0,478}; \quad Nu_2 = 0,6282 \cdot Re_2^{0,519}; \\ \Delta P_2 &= 0,0002 \cdot G_2^{1,72}; \quad Eu_2 = 18,472 \cdot Re_2^{-0,234}. \end{aligned} \quad (4.9)$$

Отримані рівняння справедливі при значеннях масової витрати повітря $G_2 = 2000 \dots 5000$ кг/год і значеннях критерію Рейнольдса $Re_2 = 500 \dots 1300$. Рівняння (4.8) - (4.9) отримані при значеннях витрати охолоджуючої рідини $V_1 = 5,5$ м³/год.

Як відомо, значення ступеня при симплекс $\frac{t_p}{L}$ в рівняннях (4.4) - (4.7)

визначається кутом нахилу прямої (додаток Б рис. Б.1-Б.2) [27]. Порівнюючи експериментальні дані автомобільних і тепловозних радіаторів [12], можна говорити про те, що прямі для коефіцієнта теплопередачі k і аеродинамічного опору ΔP_2 мають приблизно однаковий кут нахилу. У зв'язку з цим (так як в наявності були алюмінієві радіатори № 1 і № 2 тільки з одним кроком розташування ребер), за аналогією з мідними автомобільними і тепловозних радіаторами, по одній точці можна отримати пряму, що характеризує залежність коефіцієнта теплопередачі k і аеродинамічного опору ΔP_2 від кроку розташування ребер (додатк Б на рис. Б.5-Б.6.), і відповідні рівняння в параметричній і критеріальній формі:

- для радіатора № 1:

$$k = 23,5776 \cdot G_2^{0,334} \cdot \left(\frac{t_p}{L} \right)^{0,379}, \quad (4.10)$$

$$Nu_2 = 7,2333 \cdot Re_2^{0,442} \cdot \left(\frac{t_p}{L} \right)^{0,8}, \quad (4.11)$$

$$\Delta P_2 = 3,7456 \cdot 10^{-5} \cdot G_2^{1,603} \cdot \left(\frac{t_p}{L} \right)^{-0,831}, \quad (4.12)$$

$$Eu_2 = 13,3268 \cdot Re_2^{-0,369} \cdot \left(\frac{t_p}{L} \right)^{-0,467}, \quad (4.13)$$

- для радіатора № 2:

$$k = 13,095 \cdot G_2^{0,478} \cdot \left(\frac{t_p}{L} \right)^{0,379}, \quad (4.14)$$

$$Nu_2 = 4,716 \cdot Re_2^{0,519} \cdot \left(\frac{t_p}{L} \right)^{0,8}, \quad (4.15)$$

$$\Delta P_2 = 2,466 \cdot 10^{-5} \cdot G_2^{1,72} \cdot \left(\frac{t_p}{L} \right)^{-0,831}, \quad (4.16)$$

$$Eu_2 = 5,694 \cdot Re_2^{-0,234} \cdot \left(\frac{t_p}{L} \right)^{-0,467}, \quad (4.17)$$

Отримані рівняння (4.10) - (4.17) справедливі при значеннях масової витрати повітря $G_2 = 2000 \dots 5000$ кг/год, значеннях критерію Рейнольдса $Re_2 = 500 \dots 1300$ і значних симплекса.

Як свідчать проведені дослідження, алюмінієві радіатори паяної конструкції мають ряд переваг в порівнянні з радіаторами непаяною конструкції. По-перше, стрічкові радіатори перевершують пластинчасті за технологічними якостями; по-друге, енергетичні характеристики стрічкових радіаторів краще, ніж у пластинчастих при меншій питомій вазі, що пояснюється кращою якістю контакту між ребрами і трубками за рахунок пайки, а також меншою глибиною радіатора.

У даному пункті наведено результати експериментальних досліджень трьох основних типів радіаторів, що застосовуються на автомобілях українського виробництва: мідний трубчасто-пластинчастий радіатор з плоскоовальними трубками, алюмінієвий трубчасто-пластинчастий радіатор непаяною конструкції з круглими трубками і алюмінієвий трубчасто-стрічковий радіатор паяної конструкції з плоскоовальними трубками. Отримані залежності (4.1) - (4.17) можна використовувати, розглядаючи процеси теплопередачі в радіаторах даного типу, а також проводити вибір раціонального кроку розташування ребер. Однак для цього необхідно враховувати роботу вентилятора і вплив елементів аеродинамічного тракту автомобіля. Тому для вибору раціонального ступеня ребрення радіатора необхідно комплексне дослідження блоку «радіатор-вентилятор», враховуючи при цьому вплив не тільки елементів аеродинамічного тракту автомобіля, але також і елементів конструкції, розташовуються безпосередньо перед і за вентилятором.

У конструкції багатьох автомобільних радіаторів застосовуються в

оребряючих пластинах турбулізатори, розташовані назустріч потоку повітря, у вигляді жалюзі по їх поверхні. Ці турбулізатори виконані з метою періодичного руйнування прикордонного шару, який формується уздовж ребрення, збільшуючи при цьому термічний опір теплопередачі, що, у свою чергу, зменшує тепловіддачу від ребер радіатора до повітря. Схематично турбулізатори представлені на рис. 4.3.

Рисунок 4.3

Для визначення впливу турбулізаторів типу були проведені експериментальні дослідження двох типів радіаторів, що мають однакові геометричні характеристики і відрізняються тільки тим, що один мав гладкі пластини, а інший - пластини з турбулізаторами. Результати експериментальних досліджень представлені в додатку Б на рис. Б.7-Б.8.

Аналіз результатів експериментальних досліджень показує, що за інших рівних умов коефіцієнт теплопередачі k і коефіцієнт тепловіддачі α_2 з поверхні пластин, що мають турбулізатори, в діапазоні масових швидкостей повітря перед фронтом $u_{2\text{фр}} = 7...14 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$ вище відповідно на 7...13% і 10...15%, ніж у радіатора з гладкими пластинами, за рахунок використання корисного аеродинамічного ефекту від періодичного руйнування прикордонного шару, що утворюється на пластинах при проходженні через радіатор потоку охолоджуючого атмосферного повітря, і

руйнується при проходженні через ділянки із зустрічно розташованими турбулізаторами типу жалюзі.

Проте слід враховувати досить високий аеродинамічний опір радіаторів з турбулізаторами типу жалюзі (додаток Б рис. Б.7). Так, в діапазоні масових швидкостей повітря перед фронтом $u_{2\text{фр}} = 7...14 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$ аеродинамічний опір радіаторів з турбулізаторами на 25...38% вище, ніж у радіаторів з гладкими пластинами, що може бути обумовлено наявністю далеко не ідеально обтічних жалюзійних турбулізаторів на пластинах.

Проте, враховуючи факт значного приросту величини коефіцієнта тепловіддачі з поверхні пластин, (до того ж поступово збільшується в бік менших масових швидкостей повітря перед фронтом, тобто в бік зони їх очікуваних робочих значень) в порівнянні з приростом величини аеродинамічного опору, можна говорити про те, що застосування таких пластин в радіаторах економічно доцільно. Така доцільність може підтвердитися тільки результатами розрахунків системи охолодження в цілому.

Проведені експериментальні дослідження дозволили уточнити значення коефіцієнта кореляції $K_k = 0,82...0,87$ для рівняння, що описує інтенсивність процесу конвективного теплообміну. В додатку Б рис. Б.8 представлені залежності коефіцієнта тепловіддачі α_2 з боку повітря від масової швидкості руху холодного теплоносія $u_{2\text{фр}}$, отримані з рівнянням і експериментальним шляхом. Як видно з додатку Б рис. Б.8, є достатня збіжність результатів, що говорить про достовірності отриманого теоретичного вирішення, що описує протягом холодного теплоносія в каналі, утвореному двома пластинами.

У результаті порівняння дослідних значень коефіцієнта тепловіддачі ребер двох типів радіаторів був отриманий поправочний коефіцієнт $C_{\text{пр}}$, що враховує вплив турбулізаторів на теплопередачу радіатора (додаток Б рис. Б.9)

$$C_{\text{пр}} = \frac{\alpha_{2\text{пр}}}{\alpha_{2\text{ст}}} = 0,9077 + 0,0408 \cdot u_{2\text{фр}} - 0,0016 \cdot u_{2\text{фр}}^2, \quad (4.18)$$

де $\alpha_{2\text{пр}}$ - коефіцієнт тепловіддачі пластин з турбулізаторами, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

$\alpha_{2_{\text{гл}}}$ - Коефіцієнт тепловіддачі гладких пластин, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Отриманий вираз справедливо при значеннях масової швидкості повітря перед фронтом радіатора $u_{2_{\text{фр}}} = 7 \dots 14$.

Залежністю (4.18) можна користуватися для проведення розрахунків радіаторів які мають як гладкі пластини, так і пластини з жалюзійними турбулізаторами.

Для проведення експериментальних досліджень був виготовлений дослідний зразок алюмінієвого непаяною радіатора трубчасто-пластинчастої конструкції з кроком розташування ребер $t_p = 1,75$ мм для зернового. Результати експериментальних досліджень представлені на рисунку 4.4-4.5.

Рисунок 4.4

Рисунок 4.5

Як видно з рисунків 4.4-4.5, у дослідного радіатора коефіцієнт теплопередачі вище на 7% за рахунок того, що площа поверхні, що омивається повітрям, внаслідок

зменшення кількості пластин, зменшилася на 6,5%. Завдяки збільшенню кроку розташування ребер в радіаторі його аеродинамічний опір зменшилася на 10%, що відповідає технічним умовам (рис. 4.5).

Експериментальні дослідження даного радіатора на стенді для випробувань радіаторів дозволили переконатися в правильності отриманих рівнянь (4.10) - (4.13).

4.2 Результати випробувань і досліджень автомобільних вентиляторів

На стенді «Аеродинамічна камера» експериментально були досліджені вентиляторні установки зернового. Вентиляторна установка включає в себе кожух разом з елементами кріплення електроприводу, крильчатку і електродвигун вентилятора. Всі вентиляторні установки були випробувані як в блоці з радіатором, так і без нього.

Результати аеродинамічних випробувань вентиляторних установок наведено на рисунках 4.6-4.9.

Рисунок 4.6

Ф

Рисунок 4.7

Рисунок 4.8

Рисунок 4.9

Як видно з рисунків 4.6 і 4.8, найбільш напірної є вентиляторна установка зернового вагона, однак в неї відносно низький ККД (рис. 4.7 і 4.9), що сприяє збільшенню витрат потужності на привід.

Конструкція кожуха робить значний вплив на роботу як радіатора, так і вентилятора [25]. У вентиляторних установках автомобілів замість кожуха застосовується кругла обичайка.

Таким чином, застосування в системах охолодження двигунів автомобілів вентиляторних установок з круглими обичайками є недоцільним не тільки у зв'язку з низьким ступенем охоплення радіатора, а також у зв'язку з підвищеним аеродинамічним опором на вході в вентиляторну установку, що, в кінцевому підсумку, тягне за собою підвищення витрат потужності на привід вентилятора.

При відомих значеннях аеродинамічного опору елементів аеродинамічного тракту системи охолодження двигуна автомобіля залежно від швидкості руху

автомобіля v_a дозволяє визначити величину аеродинамічного опору повітряного тракту і нанести її на отриману аеродинамічну характеристику вентиляторної установки. Однак, слід сказати про те, що якщо вентилятор випробуваний у блоці з кожухом і радіатором (рис. 4.8 і 4.9), то аеродинамічний опір цих елементів аеродинамічного тракту системи охолодження двигуна автомобіля вже враховано в аеродинамічній характеристиці вентиляторної установки, тому визначати їх по вище виведеному рівнянню не потрібно.

В результаті можуть бути отримані робочі точки на характеристиці для різних значень швидкості руху автомобіля, що, в свою чергу, дозволяє отримати відповідні значення продуктивності вентилятора V_2 , його ККД η і потужність N_2 , затрачену на привід вентилятора при роботі в умовах охолоджувального пристрою.

З теплового розрахунку системи охолодження двигуна автомобіля визначається витрата повітря через радіатор V_2^{poz} , який повинен забезпечити вентилятор для розсіювання в атмосферу необхідної кількості тепла. Отримане розрахункове значення витрати повітря V_2^{poz} є вихідним даним для аеродинамічного розрахунку системи охолодження. Точка перетину мережі з аеродинамічною характеристикою вентиляторної установки визначає фактичні витрати повітря $V_2^{факт}$, що забезпечується вентилятором, і ККД вентиляторної установки.

Кінцевою метою аеродинамічного розрахунку системи охолодження є вибір типу вентилятора, кута установки його лопатей, а також визначення витрат потужності на його привід. Вираз для отримання витрати повітря має наступний вигляд:

$$V_{\Sigma} = V_{н.п.} + V_v \quad (4.19)$$

де $V_{н.п.}$ - витрата повітря, яку забезпечує потік, при русі автомобіля, $\text{м}^3/\text{с}$;

V_v - витрата повітря, яку забезпечує вентилятор, $\text{м}^3/\text{с}$.

Однак проведені дослідження показали, що простим додаванням витрата повітря через радіатор не визначається. Це пояснюється тим, що зі збільшенням швидкості руху автомобіля, потік, що набігає зменшує продуктивність вентилятора,

тобто витрата повітря, який забезпечує вентилятор, не постійний, а залежить від швидкості руху автомобіля

$$V_a = f(v_a).$$

У результаті експериментальних досліджень було отримано рівняння, що дозволяє описати продуктивність вентилятора залежно від набігаючого потоку повітря (додаток Б рис. Б.10):

$$V_a = -10^{-7} \cdot v_a^3 + 3 \cdot 10^{-5} \cdot v_a^2 - 0,0033 \cdot v_a + 0,1673 \quad (4.20)$$

В додатку Б на рис. Б.10-Б.11 показані залежності витрати повітря, забезпечуваного вентилятором, і загальної витрати повітря від швидкості руху автомобіля, отримані в результаті експерименту і простого складання (додаток Б рис. Б.11), коли вважається, що частота обертання лопатей вентилятора, яку забезпечує електродвигун, і його продуктивність залишається незмінною при різних швидкостях руху автомобіля. В додатку Б з рис. Б.10-Б.11 видно, що потік, що набігає значно погіршує продуктивність вентилятора, а сумарний витрата повітря, який визначається простим додаванням насправді виявляється значно завищеними.

Рівняння (4.20), отримане в результаті проведених експериментальних досліджень, дозволяє доповнити математичну модель енергетичного розрахунку системи охолодження і при цьому проводити більш точні розрахунки. Це дозволить отримати найбільш правильні значення витрати повітря, який повинен забезпечити вентилятор, і витрат потужності на його привід.

4.3 Експериментальні результати, отримані в процесі дослідження автомобіля

Для проведення експериментальних досліджень на автомобілі був виготовлений дослідний зразок алюмінієвого непаяною радіатора трубчасто-пластинчастої конструкції з круглими трубками з кроком розташування ребер $t_p = 1,75$ мм.

Експериментальні дослідження системи охолодження двигуна автомобіля проводилися під час стоянки з метою визначення коефіцієнтів теплопередачі серійного і дослідного зразка алюмінієвого непаяною радіатора трубчасто-пластинчастої конструкції автомобіля. При проведенні досліджень

використовувалося два типи радіаторів: алюмінієвий радіатор непаяною конструкції з кроком розташування ребер $t_p = 1,5$ мм (серійний радіатор) і алюмінієвий радіатор непаяною конструкції з кроком розташування ребер $t_p = 1,75$ мм (дослідний зразок).

У результаті експериментальних досліджень на автомобілі під час стоянки визначена продуктивність насоса охолоджуючої рідини на різних режимах роботи двигуна (рис. 4.10).

Рисунок 4.10

У результаті проведення експериментальних досліджень дослідного і серійного радіатора на автомобілі визначені значення коефіцієнтів теплопередачі даних радіаторів (рис. 4.11).

Порівняння отриманих значень коефіцієнтів теплопередачі дослідного і серійного зразка підтвердили результати експериментальних досліджень, проведених на стенді для випробувань радіаторів, і показали достатню збіжність зі значеннями, визначеними по рівнянню (4.10), що говорить про вірогідність отриманих результатів.

Рисунок 4.11

Випробування на автомобілі дослідного зразка радіатора проводилися в блоці з серійним семилопатевим вентилятором. Результати досліджень показали, що даний блок «радіатор-вентилятор» ефективніше серійного за рахунок застосування більш продуктивного вентилятора і здатний підтримувати температуру охолоджуючої рідини на виході з радіатора на рівні 80 °С.

Висновки за результатами експериментальних досліджень

1. Сформульовано цілі і завдання, а також розроблені методика і програма експериментальних досліджень. На стендах проведені експериментальні дослідження таких елементів системи охолодження як радіатори, вентиляторні установки і блок «радіатор-вентилятор» з метою отримання їх енергетичних характеристик.

2. Отримано енергетичні характеристики (коефіцієнти теплопередачі, коефіцієнти тепловіддачі по повітрю і аеродинамічні опору) в параметричній та критеріальній формах мідних і алюмінієвих радіаторів трубчасто-пластинчастого і трубчасто-стрічкового типу з урахуванням впливу кроку розташування ребер tr і глибини радіатора L . Отримані залежності (4.1) - (4.17) дозволяють доповнити математичну модель енергетичного розрахунку системи охолодження двигуна автомобіля, крім того, їх можна використовувати, розглядаючи процеси теплопередачі в радіаторах даного типу, а також проводити вибір раціонального кроку розташування ребер.

3. Досліджено вплив турбулізаторів, розташованих на зустріч потоку повітря, у вигляді жалюзі по поверхні охолоджуючої пластини на теплорозсіюючу здатність радіатора. Результати досліджень показали, що коефіцієнт теплопередачі k і коефіцієнт тепловіддачі α_2 з поверхні пластин, що мають турбулізатори, вище відповідно на 7...13% і 10...15%, ніж у радіатора з гладкими пластинами. Однак, у той же час аеродинамічний опір радіаторів з турбулізаторами на 25...38% вище, ніж у радіаторів з гладкими пластинами.

4. Експериментально отримані аеродинамічні характеристики вентиляторних установок (як з радіатором, так і без нього) автомобіля необхідні для проведення аеродинамічного розрахунку системи охолодження. Досліджено вплив умов входу потоку повітря в кожух на аеродинамічні характеристики вентилятора.

5. Отримано рівняння (4.20), що характеризує вплив швидкості руху автомобіля на продуктивність вентилятора, що дозволяє доповнити математичну модель енергетичного розрахунку системи охолодження і при цьому проводити більш точні розрахунки, що дозволить отримати найбільш правильні значення витрати повітря, який повинен забезпечити вентилятор, і витрат потужності на його привід.

6. За допомогою методу математичного планування експерименту у вигляді полінома отримана залежність (4.21) коефіцієнта, що враховує вплив потоку повітря, створюваного вентилятором, і набігаючого потоку повітря на роботу неохопленою кожухом частині радіатора від таких параметрів, як швидкість руху автомобіля і величина зазору між кожухом і радіатором. Отримане рівняння (4.21) дозволяє уточнити математичну модель теплового розрахунку системи охолодження двигуна автомобіля і при цьому проводити більш точні розрахунки, що, в свою чергу, дозволить отримати найбільш правильні значення витрати повітря, який повинен забезпечити вентилятор через радіатор для відведення заданої кількості теплоти в атмосферу, і витрат потужності на привід вентилятора.

7. Експериментально на автомобілі досліджено:

- блок «радіатор-вентилятор», що складається з серійного алюмінієвого непаяною радіатора трубчасто-пластинчастої конструкції з круглими трубками і кроком розташування ребер $t_p = 1,5$ мм, прямокутного кожуха і семилопатевого вентилятора;

- блок «радіатор-вентилятор», що складається з дослідного алюмінієвого непаяною радіатора трубчасто-пластинчастої конструкції з круглими трубками і кроком розташування ребер $t_p = 1,75$ мм, прямокутного кожуха і семилопатевого вентилятора.

5 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРОБОК

5.1 Екологічна експертиза

Екологічна експертиза являє собою врегульовану нормами діяльність експертів по аналізу, перевірці і оцінці документації об'єктів і рішень, на їх відповідність правилам і вимогам охорони навколишнього середовища і раціонального природокористування в цілях попередження можливих негативних наслідків для навколишнього середовища.

Цілі екологічної експертизи [28]:

- забезпечення наукового визначення відповідності проектних рішень сучасним екологічним вимогам перед їх затвердженням в компетентних державних органах;

- попередження можливого негативного втручання на екосистему функціонуючих і проектних об'єктів в процесі її реалізації.

Екологічна експертиза буває державною, громадською, а також інших видів. Вона є обов'язковою умовою законодавчої роботи господарства і іншої діяльності, яка впливає на стан навколишнього середовища. В останні роки відбуваються негативні зміни навколишнього середовища, тому у 1991 році 25 червня був прийнятий Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища», а 9 лютого 1995 року був прийнятий Закон України «Про екологічну експертизу». Зазначені закони визначає правові, екологічні і соціальні основи організації охорони навколишнього середовища, вимоги до проведення екологічної експертизи [28].

Громадська екологічна експертиза може здійснюватися в будь-якій сфері діяльності, що потребує екологічного обґрунтування, за ініціативою громадських організацій чи інших громадських формувань. Громадська екологічна експертиза може здійснюватися одночасно з державною екологічною експертизою шляхом створення на добровільних засадах тимчасових або постійних еколого-експертних колективів громадських організацій чи інших громадських формувань.

Еколого-експертний процес складається з трьох основних етапів [28]:

- підготовчого, або перевірки необхідних даних, представлених проектних матеріалів і їх відповідності до законодавства;

- основного, або аналітичної обробки даних по об'єктах експертизи;

- заключного, або підведення результату і оцінці даних і складання акта експертизи.

Екологія в сільськогосподарському виробництві займає чинне місце, оскільки здійснюється суттєвий вплив на оточуюче середовище, особливо в наш час і з розвитком нових технологічних процесів, що впроваджуються у виробництво, застосуванням модернізованої техніки в Україні.

Спрямована екологічна експертиза на підготовку висновків про відповідність запланованої чи здійснюваної діяльності нормам та вимогам законодавства про охорону навколишнього природного середовища, раціонального використання і відтворення природних ресурсів, забезпечення екологічної безпеки.

Завдання екологічної експертизи полягають у регулюванні суспільних відносин в галузі екологічної експертизи для забезпечення екологічної безпеки, охорони навколишнього середовища, раціонального використання та відтворення природних ресурсів, захисту екологічних прав та інтересів громадян держави.

Мета екологічної експертизи – запобігання негативному впливу антропогенної діяльності на природне середовище та здоров'я людей, а також оцінка ступеня екологічної безпеки господарської діяльності та екологічної ситуації на окремих територіях та об'єктах.

Вимоги до проведення екологічної експертизи такі [28]:

1. Дотримання пріоритету права суспільства на сприятливе екологічне середовище.
2. Гармонійне поєднання екологічних та економічних інтересів.
3. Екологічна сутність об'єктів з вимогами охорони довкілля.
4. Комплексна еколого-економічна оцінка існуючого чи передбачуваного впливу на навколишнє середовище.
5. Альтернативні варіанти зменшення негативних впливів об'єктів експертизи на оточуюче середовище.
6. Суворе дотримання законодавства та державних норм природокористування.

Порядок проведення екологічної експертизи включає:

1. Перевірку наявності та повноти матеріалів та реквізитів на об'єкти екологічної експертизи.
2. Аналітичне опрацювання матеріалів екологічної експертизи.

3. Узагальнення окремих експертних досліджень та наслідків діяльності об'єктів експертизи.

4. Підготовку висновків.

Технологія сільськогосподарського виробництва має базуватися на екологічно-обґрунтованих раціональних нормах [29].

Відповідно до теми роботи об'єктом забруднення навколишнього середовища є автомобілі господарства. Тому, в господарстві проводиться комплекс заходів по захисту довкілля від негативного впливу транспорту.

Діяльність автопарку в тому числі і території де знаходиться він, а особливо заправної станції, впливає на стан оточуючого середовища, тому ми пропонуємо деякі заходи по попередженню забруднення навколишнього середовища.

На заправній станції джерелом виходу забруднюючих речовин в атмосферу є обладнання, яке встановлене на її території: цистерни для зберігання ПММ, заправні колонки.

В системі безпеки стандартів праці «Повітря робочої зони. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги», в якому регламентується допустимий вміст шкідливих речовин на заправній базі: сірчаний ангідрид – 10мг/м, оксид вуглецю – 20 мг/м, двооксид азоту – 5 мг/м, тверді речовини – 1 мг/м.

В зв'язку з цим для забезпечення чистоти повітря, крім діючої вентиляції у приміщеннях, пропонуємо встановити пристрій для очищення повітря від забруднюючих речовин. Для видалення пилу з приміщення пропонуємо до загальної системи вентиляції додати циліндричний циклон ЦН-15, який очищує повітря від пилу.

Пропонуємо застосовувати місцеву вентиляцію з очищенням повітря у сопловому вихровому пиловловлювачі. Він добре очищає повітря від дрібнодисперсних частинок, розміром менше 3 мкм. Джерелом забруднення ґрунту і ґрунтових вод на заправній базі є заправне обладнання, санвузол, так на них проводяться викиди забруднюючих рідин у каналізацію.

Стічні води підлягають взаємній нейтралізації шляхом змішування їх у фільтрі

відстійнику, а потім пропусканню їх крізь розчин вапна, де вони повністю нейтралізуються і направляються в живильний басейн для можливого повторного їх використання на базі. Стічні води бази містять консистентні мастила, дизпаливо, етиленгліколь, луги та інші речовини. Вони мають РН = 9-10,5, хімічний кисень в межах 9-5 г/л і 10-16г/л емульсійних масел. Ці стічні води направляються в загальний колектор, а потім очищатися на двох установках. Стічні води з санвузлів направляються у спеціальні фільтри – відстійники, де вони підлягають хлоруванню. Відпрацьовані технічні рідини та мастила, відстої дизельного пального зливають окремо в спеціальні герметичні ємності, в яких вони відстоюються на протязі двох місяців. Потім зливають в автоцистерну і транспортують на пункт збирання відпрацьованих мастил і технічних рідин нафтобазі. Так як зараз відбуваються збої з вивозом цих рідин, то пропонуємо слідкувати за регулярністю вивозу, не допускати розливання їх на ґрунт.

Отже, дані заходи забезпечать мінімальний вплив на екологічну систему при технічному обслуговуванні техніки на нафтобазі.

5.2 Охорона праці

5.2.1 Актуальність проблеми безпеки людини у виробничому середовищі

Охорона праці в нашій країні охоплює заходи по подальшому покращенню умов праці на основі механізації важких і шкідливих виробничих процесів, широкому впровадженню сучасних засобів охорони праці, усуненню причин, що породжують травматизм і професійні захворювання робітників. Вона тісно пов'язана з умовами праці.

Умови праці – це складне об'єктивне суспільне явище, що формується в процесі трудової діяльності під впливом взаємопов'язаних факторів соціально-економічного характеру, які впливають на здоров'я, працездатність людини, на її відношення до праці та ступінь задоволення від неї, на ефективність праці та інші економічні результати виробництва [30].

Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях в умовах сільського виробництва – важливе завдання, вирішення якого забезпечить нормальні умови праці працівниками сільського господарства. Це заходи по подальшому поліпшенню і оздоровленню умов праці, широкому впровадженню сучасних засобів безпеки, усуненню причин, що породжують травматизм, створенню на виробництві необхідних гігієнічних і санітарно-побутових умов.

5.2.2 Технічні вимоги і заходи безпеки при виконанні технічного обслуговування автомобілів

Перед виїздом на лінію проводять щоденний технічний огляд автомобіля, при якому перевіряється технічний стан гальм, рульового управління та сигналізації. після цього у путьовому листі робиться механіком позначка і автомобіль допускається до роботи. Несправний автомобіль на лінію не випускається [31].

Технічне обслуговування і ремонт автомобілів.

Перед поставленням автомобілів на технічне обслуговування або ремонт, вони повинні ретельно очищуватися від бруду та пилу, мастил, різних залишок. Всі ці операції проводяться на посту зовнішньої мийки. Працівник, обслуговуючий автомобіль, повинен бути забезпечений необхідним спецодягом та засобами індивідуального захисту.

Ділянка технічного обслуговування обладнується оглядовою ямою. Оглядова яма повинна мати виходи по ступінчастими східцям.

В оглядовій ямі також обладнують ніші для розміщення інструменту та освітлення напругою не вище 36 В.

Проведення робіт по технічному обслуговуванню і поточний ремонт автомобіля здійснюються при заглушеному двигуні, виключеній передачі і автомобіль поставлений на ручних гальмах. Під колеса автомобіля спереду і ззаду підкладаються башмаки.

Акумулятори знімають і ставлять на автомобіль за допомогою спеціальних захватів.

Для забезпечення протипожежної безпеки і запобіганню отруєнню працівників, необхідно дотримуватись таких правил безпеки:

- приміщення повинне мати справну приточну та витяжну вентиляцію;
- ділянка зберігання паливно-мастильних матеріалів повинна бути загороджена, знаходитись не менш як 10 м від споруд, або баки повинні знаходитись під землею;
- ділянка повинна бути оснащена пожежним щитом;
- все обладнання повинно бути пожежо-вибухобезпечним, вся апаратура, яка проводить електричний струм, резервуари з ПММ повинні бути заземлені;
- відкриті механічні передачі, а також прилади, які нагріваються до високої температури повинні бути загороджені та ізольовані;
- ремонтувати та обслуговувати електрообладнання дозволяється тільки при повному відключенні електромережі;
- очищення баків цистерн чи резервуарів дозволяється тільки після провітрювання і пропарювання;
- слюсарний інструмент, совок, відро для очищення цистерн для запобігання утворенню іскри повинні бути обміднені.

5.2.3 Аналіз формування травмонебезпечних ситуацій

Аналіз небезпечних умов, які існують чи виникають безпосередньо на виробництві показав, що їх можна поділити на групи, які [30]:

- характеризують стан або рівень небезпеки виробничого обладнання або певного робочого місця, конструктивні недоліки конкретного вузла чи машини;
- спонукають працюючого допускати помилки у процесі роботи, низька кваліфікація працюючого та рівень знань з охорони праці;
- створюють можливість проникнення працюючого у небезпечну зону в наслідок відсутності відповідного контролю за дотриманням правил з охорони праці, та інші.

Всяке порушення аналітичної цілості організму або його функцій внаслідок дії

на людину, дії будь-якого небезпечного фактора визначається як травма.

Якщо внаслідок аварії технічної системи виникли травми у людей, то сам випадок травми необхідно розглянути як подію, що є наслідком аварії. Це стосується тих систем, у яких підсистемами одночасно є машина і людина. Якщо при функціонуванні таких систем з ладу вийшла машина, раптово припинивши свої функції внаслідок руйнування окремих деталей або самої машини, і це привело до значного матеріального збитку, то таке випадкове явище необхідно назвати аварією.

Оскільки при функціонуванні людино-машинних систем такі явища як травми, аварії мають дуже близькі механізми формування та виникнення, у подальшому ці явища будуть описуватись паралельно.

Усі явища, що формують небезпечну ситуацію, мають повну достовірність виникнення, а це означає, що небезпечні умови, небезпечні дії, небезпечні ситуації і наслідки таких ситуацій: аварія, травма і сприятлива подія належить до випадкових явищ [31].

Висновки

Для того щоб на підприємстві трапилося менше випадків які закінчуються травмами необхідно дотримуватись наступних заходів:

1. Забезпечити видання стандартних розмірів спецодягу та головних уборів.
2. Забезпечити біля кожного робочого місця наявність інструкції по вимогам безпеки та знаки з попереджувальними написами.
3. Забезпечити зменшення загазованості повітря на базі.
4. Обладнати приміщення для проведення інструктажів та навчання працівників з питань охорони праці.
5. Організувати постійний контроль за станом охорони праці.
6. Поновити електроізоляцію.

Виконання запропонованих заходів сприятиме зниженню ризику небезпек, що призведе до зниження рівня виробничого травматизму.

5.3 Розрахунок економічної ефективності вдосконалення блоку «радіатор-вентилятор» системи охолодження двигунів автомобілів

Річний економічний ефект застосування нової техніки являє собою сумарну

економію всіх виробничих ресурсів, одержувану в результаті її впровадження у виробництво. Економічний ефект від впровадження пропонованого блоку «радіатор-вентилятор» досягається за рахунок:

- економії кольорового металу при скороченні кількості пластин в радіаторі за рахунок збільшення кроку розташування ребер;
- економії палива за рахунок зниження витрат потужності на привід вентилятора.

Відповідно до рекомендацій [32] річний економічний ефект визначається за формулою:

$$\epsilon = \Pi_1 \left(\frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} - 1 \right) + \frac{(I_1' - I_2') - E_H (K_2' - K_1')}{P_2 + E_H} + \Delta C - \Delta K \cdot E_H, \quad (5.1)$$

де Π_1 - оптова ціна базового варіанту, грн;

B_2/B_1 - коефіцієнт зростання продуктивності нового автомобіля в порівнянні з базовим варіантом ($B_2/B_1 = 1$);

P_1, P_2 - частки відрахувань від балансової вартості на повне відновлення базового і нового радіатора ($P_1 = P_2 = 0,1$);

E_H - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень, $E_H = 0,15$;

I_1', I_2' - річні експлуатаційні витрати споживача при використанні базового і проектного варіанту радіатора, грн/рік;

K_1', K_2' - супутні капітальні вкладення при використанні споживачем базового і проектного варіанту, $K_1' = K_2' = 0$;

ΔC - зміна собівартості проектного варіанту в порівнянні з базовим (для трубчасто-пластинчастого радіатора $\Delta C = 1000,13$ грн., для трубчасто-стрічкового радіатора $\Delta C = 3000,95$ грн.);

ΔK - питомі додаткові капітальні вкладення у виробничі фонди проектного варіанту (для трубчасто-пластинчастого радіатора $\Delta K = 300$ грн., для трубчасто-стрічкового радіатора $\Delta K = 1000$ грн.).

Зниження річних експлуатаційних витрат споживача досягається за рахунок економії палива в результаті зниження витрат потужності на привід вентилятора і

визначається за формулою:

$$\Delta g_{mN} = \frac{\Delta N_e}{N_{\text{двс}}} \cdot H_m = \frac{N_{1e} - N_{2e}}{N_{\text{двс}}} \cdot H_m, \quad (5.2)$$

де N_{1B} - потужність витрачається на привід серійного вентилятора, Вт;

N_{2B} - потужність витрачається на привід пропонованого вентилятора, Вт;

$N_{\text{двс}}$ - потужність, що розвивається двигуном при середньо-експлуатаційній швидкості руху, Вт;

H_T - лінійна норма витрати палива, л/100 км.

Тоді, якщо середньостатистичний річний пробіг автомобіля складає 10000 км економія палива складе: для автомобіля з трубчасто-пластинчастим радіатором - 100,47 л; для автомобіля з трубчасто-стрічковим радіатором - 200,23 л (ЦТ = 58,55 грн/л), що становить відповідно 0,175% і 0,28% від загальної витрати палива.

Таким чином, річні експлуатаційні витрати споживача знизяться за рахунок економії палива: для автомобіля з трубчасто-пластинчастим радіатором - на 800,16 грн.; для автомобіля з трубчасто-стрічковим радіатором - на 1200,38 грн.

Загальний очікуваний річний економічний ефект з урахуванням скорочення кількості пластин в радіаторі і зниження витрат потужності на привід вентилятора системи охолодження ДВЗ складе:

- для автомобіля з трубчасто-пластинчастим радіатором:

$$C = 3300,62 \text{ грн./авт.}$$

- для автомобіля з трубчасто-стрічковим радіатором:

$$C = 5200,27 \text{ грн./авт.}$$

Коефіцієнт ефективності додаткових капітальних вкладень:

- для автомобіля з трубчасто-пластинчастим радіатором:

$$E = \frac{\Delta C}{\Delta K} = 0,377;$$

- для автомобіля з трубчасто-стрічковим радіатором

$$E = \frac{\Delta C}{\Delta K} = 0,395$$

Термін окупності капітальних вкладень:

- для автомобіля з трубчасто-пластинчастим радіатором

$$T = \frac{1}{E} = \frac{1}{0,377} = 2,65 ;$$

- для автомобіля з трубчасто-стрічковим радіатором:

$$T = \frac{1}{E} = \frac{1}{0,395} = 2,53 .$$

Таким чином, впровадження запропонованих заходів щодо вдосконалення блоку «радіатор-вентилятор» системи охолодження двигунів автомобілів дозволить економити (табл. 5.1) ресурси виробника і знизити експлуатаційні витрати споживача.

Таблиця 5.1 – Техніко-економічні показники у розрахунку на випуск 10 тис. автомобілів на рік

Показники	Значення показників
Зміна собівартості проектного варіанту в порівнянні з базовим:	
- для трубчасто-пластинчастого радіатора, грн.	1000,13
- для трубчасто-стрічкового радіатора грн.	3000,95
Річні експлуатаційні витрати споживача знизяться за рахунок економії палива:	
- для автомобіля з трубчасто-пластинчастим радіатором, грн.	800,16
- для автомобіля з трубчасто-стрічковим радіатором, грн.	1200,38
Річний економічний ефект:	
- для автомобіля з трубчасто-пластинчастим радіатором, грн.	3300,62
- для автомобіля з трубчасто-стрічковим радіатором, грн.	5200,67
Термін окупності пристрою:	
- для автомобіля з трубчасто-пластинчастим радіатором, років	2,65
- для автомобіля з трубчасто-стрічковим радіатором, років	2,53
Економічний ефект, тис.грн.	858,9

Розроблені заходи дозволять удосконалити систему охолодження двигуна автомобіля і отримати економічний ефект.

Загальний економічний ефект у розрахунку на випуск 10 тис. автомобілів на рік становить 858,9 тис.грн. Термін окупності капітальних вкладень для автомобілів з трубчасто-пластинчастим радіатором становить відповідно 2,65 року, а для автомобілів з трубчасто-стрічковим радіатором - 2,53 року, що відповідає вимогам до ефективності розробок.

ВИСНОВКИ

У роботі вирішена науково-практична задача підвищення техніко-експлуатаційних характеристик автомобіля вдосконаленням блоку «радіатор-вентилятор» системи охолодження двигуна шляхом вибору раціональних параметрів його конструкції і режимів роботи (радіатора, вентилятора і інших елементів). У процесі виконання завдання отримані наступні результати.

1. У результаті проведеного аналізу ефективності експлуатації автомобілів вітчизняного виробництва на території України в жаркий період року, огляду конструкцій та аналізу результатів попередніх досліджень встановлені основні напрями вдосконалення охолоджуючого пристрою і сформульовані завдання теоретичних і експериментальних досліджень блоку «радіатор-вентилятор» системи охолодження двигунів автомобілів з метою підвищення ефективності його роботи.

2. На підставі теоретичних досліджень, у тому числі рішення системи диференціальних рівнянь, одержано аналітичний вираз, що характеризує інтенсивність процесу конвективного теплообміну на поверхні у вигляді пластин, що мають турбулізатори типу жалюзі. Отримано рівняння для коефіцієнта теплопередачі радіатора трубчасто-пластинчастої конструкції з урахуванням впливу кроку розташування ребер в радіаторі і періодично розташованих на ребрах турбулізаторів типу жалюзі.

3. У результаті експериментальних досліджень:

- визначені енергетичні характеристики радіаторів, вентиляторних установок і блоків «радіатор-вентилятор» автомобілів з урахуванням впливу параметрів конструкції і режимів роботи з метою уточнення результатів теоретичних досліджень і математичної моделі енергетичного розрахунку системи охолодження;

- отримані енергетичні характеристики (коефіцієнти тепловіддачі до повітря, коефіцієнти теплопередачі і аеродинамічного опору) в параметричній та критеріальних формах мідних і алюмінієвих радіаторів трубчасто-пластинчастого і трубчасто-стрічкового типу з урахуванням впливу кроку розташування ребер t_p , глибини радіатора L ;

- досліджено вплив турбулізаторів типу жалюзі, розташованих назустріч потоку повітря, на поверхні охолоджуючої пластини на теплорозсіюючу здатність радіатора;

- досліджений блок «радіатор-вентилятор» на стенді і автомобілі, що складається з дослідного алюмінієвого непаяною радіатора трубчасто-пластинчастої конструкції з круглими трубками і кроком розташування ребер $t_p = 1,75$ мм, прямокутного кожуха і семилопатевого вентилятора.

4. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження дозволили уточнити математичну модель і алгоритм розрахунку охолоджуючого пристрою двигуна автомобіля, а також рекомендувати раціональні параметри конструкції і режими роботи блоку «радіатор-вентилятор» із застосуванням більш продуктивного і економічного вентилятора і використанням корисних аеродинамічних ефектів від елементів конструкції на виході з вентиляторної установки.

5. Уточнена методика і програма розрахунку охолоджуючого пристрою двигуна автомобіля в цілому та розроблено практичні рекомендації щодо вдосконалення системи охолодження двигунів автомобілів. Загальний економічний ефект у розрахунку на випуск 10 тисяч автомобілів на рік становить 858,9 тис.грн. Термін окупності капітальних вкладень для автомобілів з трубчасто-пластинчастим радіатором становить відповідно 2,65 року, а для автомобілів з трубчасто-стрічковим радіатором - 2,53 року, що відповідає вимогам до ефективності розробок.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Маринич О.М., Шищенко П.Г. Фізична географія України. Київ: Знання, 2003. 479 с.
2. Мартинов А.В., Коваленко С.О. Системи охолодження автомобільних двигунів: конструкція та обслуговування. Київ: Арістей, 2017. 248 с.
3. Куліков Ю., Верховодов А., Гончаров А. *Дослідження впливу пульсацій охолоджувальної рідини на енергетичні характеристики збірною алюмінієвого радіатора системи охолодження двигуна автомобіля. 11-й міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові: тези доповідей, 15-17 травня 2013 р., Львів. Національний університет «Львівська політехніка», 2013. С. 116.*
4. Терентьев Ю.А., Гончаренко В.П. Системи охолодження двигунів внутрішнього згоряння. Дніпро: НМетАУ, 2014. 198 с.
5. Говорущенко Н.Я. Автомобілі: конструкція, технічне обслуговування і ремонт. Харків: Основа, 2012. 456 с.
6. Пархоменко Г.М., Риженко В.М. Теорія та конструкція автомобілів. Київ: НАУ, 2015. 380 с.
7. Кіріллов В.А. Теплові процеси в автомобільних двигунах. Львів: Видавництво ЛНТУ, 2019. 275 с.
8. Кудінов О.С., Коваль А.І. Автомобільні двигуни: системи забезпечення, регулювання і діагностика. Київ: НАУ-друк, 2020. 310 с.
9. Целуйко О.С. Дослідження автоматично регульованої системи охолодження тракторних двигунів з метою покращення їх експлуатаційних показників: автореф. дис. на здобуття вчен. ступеня канд. техн. наук. Київ. 1967. 15 с.
10. Зельман Е.В. Поліпшення паливної економічності двигуна за рахунок оптимізації системи охолодження. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка*. 2022. № 247. С. 14-21.
11. Куліков Ю.А., Ткаля В.С., Богданова В.І. Енергетичні характеристики радіаторів трубчасто-пластинчастого типу Харків: Віща школа, 1984. 143 с.

12. Петренко О.М., Любарський Б.Г. Оптимізація режимів роботи охолодження тягового двигуна електровоза. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетика, надійність і енергоефективність.* – 2017. № 7. С. 45-52.

13. Куликов Ю.А., Гончаров А.В., Семенова Н.Ю. Теоретичні та експериментальні дослідження процесу конвективного теплообміну в радіаторах систем охолодження двигунів внутрішнього згоряння автомобілів. *Вісник автомобільно-дорожнього інституту ДонНТУ.* 2007. № 1 (4). С. 62-70.

14. Zokirjonov A.Z., Almataev T.O., Madrakhimov A. Study of Cooling System in Internal Combustion Engine Improving Performance with Analyzing the Material Alloy FHT 004 Surface Roughness. *Eurasian Journal of Engineering and Technology.* 2023. Vol. 18. P. 105-110.

15. Tiulkin V., Titla I. Estimation of the adaptability of automobiles to operation under winter conditions based on the engine cooling rate. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* 2017. Vol. 1. P. 45-52.

16. Jain S., Agrawal A. Optimization of Hybrid Cooling Systems for Automotive Engines: Integrating Radiator and Air Conditioning Efficiency for Enhanced Performance and Energy Efficiency. *IJRASET Journal.* 2024. Vol. 12. P. 58803.

17. Zhang J., Xu Z., Lin J., Lin Z., Wang J., Xu T. Thermal Characteristics Investigation of the Internal Combustion Engine Cooling-Combustion System Using Thermal Boundary Dynamic Coupling Method and Experimental Verification. *Energies.* 2018. Vol. 11(8). P. 2127.

18. Pang S.C., Kalam M.A., Masjuki H.H., Hazrat M.A. A review on air flow and coolant flow circuit in vehicles' cooling system. *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 2012. Vol. 23-24. P. 6295-6306.

19. Singh Missan G., Keswani I.P. Analysis of Causes of Engine Overheating due to Cooling System Failure Using Pareto Principle. *International Journal of Engineering Trends and Technology.* 2016. Vol. 36(5). P. 242-248.

20. Radziemski R., Zawistowski M. Experimental study of vehicle radiator cooling efficiency. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications.* 2020. Vol. 12. P.

100-110.

21. Kim H., Lee S., Park J. Numerical and experimental investigation on automotive engine cooling system performance. *Applied Thermal Engineering*. 2019. Vol. 160. P. 114-125.

22. Wu C., Zhang Y., Chen H. Investigation of coolant flow distribution and optimization in vehicle cooling systems. *International Journal of Automotive Technology*. 2018. Vol. 19(6). P. 1021-1032.

23. Singh R., Verma A. Performance analysis of automotive cooling systems under variable engine load. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2017. Vol. 31. P. 1987-1996.

24. Müller T., Schmitt K. Experimental analysis of high-performance vehicle cooling systems. *SAE International Journal of Engines*. 2016. Vol. 9. P. 213-225.

25. Абдель-Багі Валід Підвищення ефективності роботи автомобілів ЗАЗ – 110550 на промислових підприємствах Йорданії шляхом удосконалення системи охолодження: дис. канд. техн. наук: 05.22.10. Харків, 1998. 176 с.

26. Лахно В.А. Підвищення ефективності охолоджувальних пристроїв маневрових тепловозів потужністю 1470-2206 кВт: дис. канд. техн. наук: 05.22.07. Луганськ, 1990. 223 с.

27. Теоретичні основи термодинаміки, теплообміну та теплопередачі: [навч. посіб.] / авт. кол. Полтава: ПолтНТУ, 2017. 410 с.

28. Закон України «Про екологічну експертизу»: за станом на 9 лютого 1995р. Верховна Рада України. Офіц. вид. Київ: Парлам. вид-во, 1995. 36 с.

29. Куценко О.М., Писаренко В.М. Агроекологія. Київ: Урожай, 1996. 210 с.

30. Гандзюк М.П., Желібо Є.П., Халімовський М.О. Основи охорони праці. Київ: Каравела, 2011. 384 с.

31. Геврик Є.О., Сомар Г.В., Пешко Н.П. Техніка безпеки. Київ: Ельга, 2006. 316 с.

32. Шваб Л.І. Економіка підприємства. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. Київ: Каравела. 2004, 568с.