



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **154090** (13) **U**
(51) МПК
F02C 7/12 (2006.01)

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ
ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ
"УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2022 05032</p> <p>(22) Дата подання заявки: 27.12.2022</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 12.10.2023</p> <p>(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 11.10.2023, Бюл.№ 41</p>	<p>(72) Винахідник(и): Диха Олександр Володимирович (UA), Свідерський Владислав Петрович (UA), Бабак Олег Петрович (UA), Маковкін Олег Миколайович (UA), Яремчук Василь Сергійович (UA), Вичавка Анатолій Анатолійович (UA)</p> <p>(73) Володілець (володільці): ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016 (UA)</p>
---	--

(54) СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

(57) Реферат:

Спосіб визначення параметрів системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), за яким проводять нагрівання охолоджувальної рідини радіатора, вимірюють її температуру, витрати і тиск, та за допомогою високопродуктивного тришвидкісного вентилятора TURBO 451 N PLUS (11) потужністю 120 Вт з максимальною швидкістю набігаючого потоку повітря 4,5 м/с, який встановлено перед радіатором, моделюють режими руху завантаженого автомобіля. При цьому на кожному режимі роботи ДВЗ чотириканальним термометром NKTECH MPR-9815 вимірюють температури потоку повітря з зовнішньої і внутрішньої поверхонь радіатора.

UA 154090 U

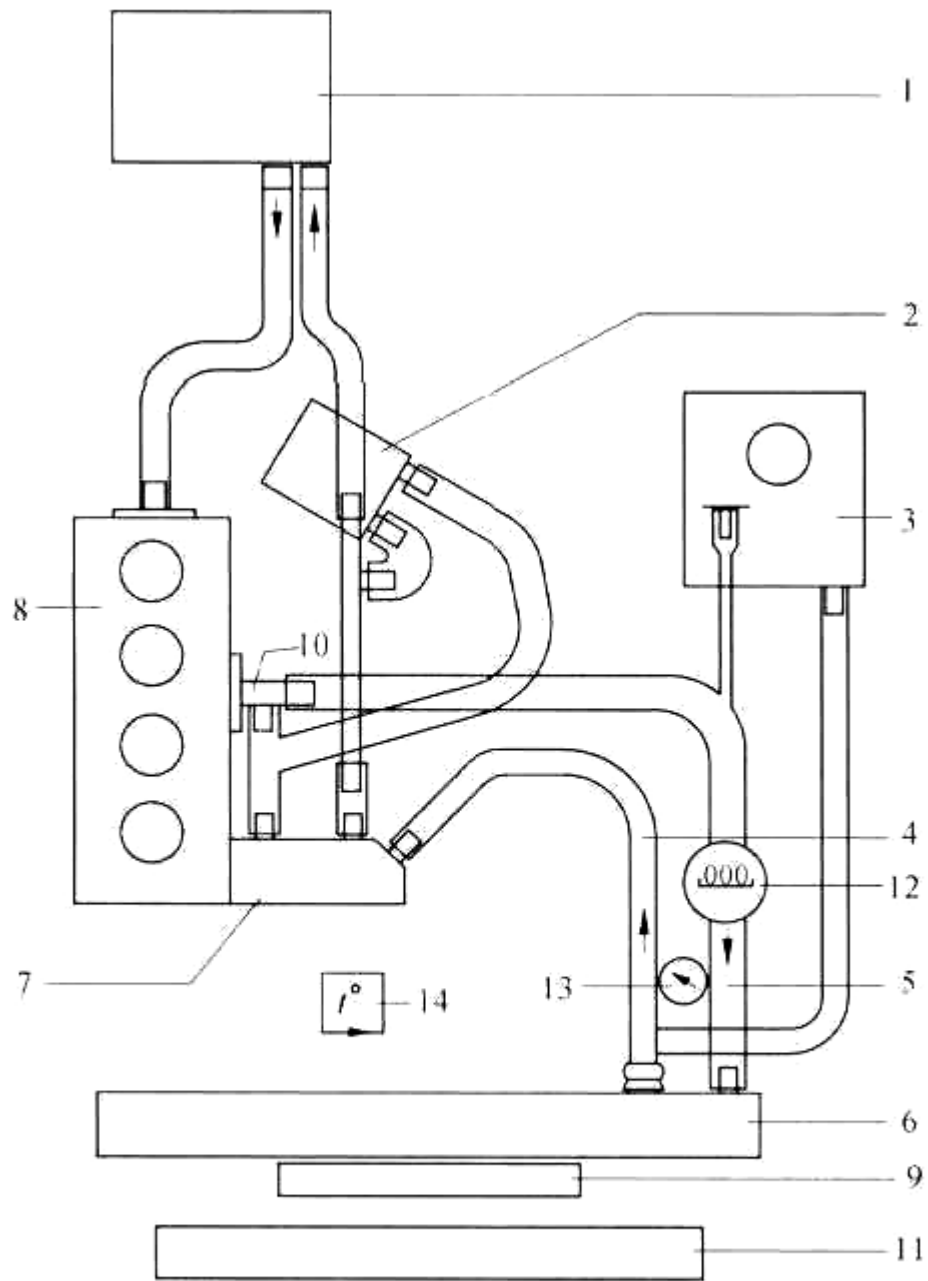


Fig.1

Корисна модель стосується способу визначення параметрів системи охолодження двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) і може бути використана у автомобілебудуванні та тракторобудуванні, а також у навчальному процесі.

5 До прикладу, в Україні автомобільний парк експлуатується у 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 забезпечуються конструкцією вузлів, систем і агрегатів автомобіля, у тому числі двигуном внутрішнього згорання, тепловий режим якого, а значить його надійність і економічність, визначає охолоджуючий пристрій. Саме він повинен забезпечувати економічний тепловий режим ДВЗ і не допускати його перегріву, і в той же час охолоджуючий пристрій повинен бути малогабаритним, мати мінімальні витрати дорогих кольорових металів для виготовлення радіаторів та мінімальні витрати потужності на привід вентиляторів [1].

10 Таким чином, задача підвищення техніко-експлуатаційних характеристик автомобіля удосконаленням основного елемента охолоджуючого пристрою двигуна - блока "радіатор-вентилятор" є актуальною.

15 Відомий спосіб для діагностування радіатора системи охолодження, який реалізовано з допомогою стенда у вигляді корпусу, радіатора, системи подачі води, водяної помпи з приводом, манометра, парового клапана та пульта керування [2].

20 До недоліків цього способу слід віднести обмеження його технологічних можливостей і мала продуктивність праці дослідних операцій.

В основу корисної моделі поставлена задача розробки способу визначення параметрів системи охолодження двигуна внутрішнього згорання на різних режимах роботи.

25 Поставлена задача вирішується тим, що спосіб визначення параметрів системи охолодження двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ), за яким проводять нагрівання охолоджувальної рідини радіатора, вимірюють її температуру, витрати і тиск, та за допомогою високопродуктивного тришвидкісного вентилятора TURBO 451 N PLUS (11) потужністю 120 Вт з максимальною швидкістю набігаючого потоку повітря 4,5 м/с, який встановлено перед радіатором, моделюють режими руху завантаженого автомобіля, при цьому на кожному режимі роботи ДВЗ чотириканальним термометром NKTECH MPR-9815 вимірюють температури потоку повітря з зовнішньої і внутрішньої поверхонь радіатора.

30 Суть корисної моделі пояснюють креслення.

На фіг. 1 зображена схема стенда для дослідження блока "радіатор-вентилятор" системи охолодження двигуна внутрішнього згорання, де 1 - радіатор опалення; 2 - мастильний теплообмінник; 3 - розширювальний бачок; 4 - верхній трубопровід радіатора; 5 - нижній трубопровід радіатора; 6 - радіатор; 7 - водяний насос; 8 - блок циліндрів двигуна; 9 - вентилятор радіатора; 10 - термостат; 11 - додатковий високопродуктивний підлоговий тришвидкісний вентилятор TURBO 451 N PLUS (11) потужністю 120 Вт з максимальною швидкістю на виході 4,5 м/с; 12 - водяний лічильник; 13 - манометр; 14 - чотириканальний термометр NKTECH MPR-9815.

40 На фіг. 2 представлена схема встановлення температурних датчиків на стенді: 15 - температурний датчик охолоджувальної рідини на вході в радіатор; 16 - температурний датчик охолоджувальної рідини на виході з радіатора; 17 - температурний датчик потоку повітря з зовнішньої сторони поверхні радіатора; 18 - температурний датчик потоку повітря з внутрішньої сторони поверхні радіатора. Нагрів охолоджувальної рідини, як якої використовується антифриз G11, відбувається за рахунок роботи реального ДВЗ автомобіля на різних режимах.

45 Після увімкнення холодного двигуна охолоджувальна рідина циркулює навкруги головки і блока циліндрів. Тепла охолоджувальна рідина подається водяним насосом 7 до радіатора опалення 1. Оскільки охолоджувальна рідина при нагріві розширюється, то підвищується її рівень в розширювальному бачку 3. Подача охолоджувальної рідини через радіатор не відбувається - це забезпечує закритий термостат 10. Після того як охолоджувальна рідина досягне певної температури, термостат відкривається і гаряча охолоджувальна рідина проходить по трубопроводу до радіатора 6. При проходженні охолоджувальної рідини через радіатор відбувається її охолодження зовнішнім повітрям. Вентилятор радіатора вмикається автономно спеціальним перемикачем. На цьому режимі роботи ДВЗ з допомогою чотириканального термометра NKTECH MPR-9815 вимірюються температури в чотирьох точках на вході і на виході охолоджувальної рідини і потоку повітря з внутрішньої і зовнішньої поверхонь радіатора (фіг.2). При цьому за допомогою манометра 13 вимірюється тиск охолоджувальної рідини на вході в радіатор і витрата охолоджувальної рідини з допомогою водяного лічильника 12.

60 Для моделювання режиму руху завантаженого автомобіля на дорожньому підйомі зі

швидкістю до 20 км/год, що обмежується транспортним потоком вмикається додатковий високопродуктивний підлоговий тришвидкісний вентилятор TURBO 451 N PLUS (11) потужністю 120 Вт з максимальною швидкістю на виході 4,5 м/с і за різних швидкостей набігаючого потоку повітря з допомогою чотириканального термометра NKTECH MPR-9815 вимірюються температури в чотирьох точках на вході і на виході охолоджувальної рідини і потоку повітря з внутрішньої і зовнішньої поверхонь радіатора (фіг. 2), а також тиск і витрата охолоджувальної рідини на вході в радіатор.

Спосіб дослідження блока "радіатор-вентилятор" системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння дає можливість використовувати отримані експериментальні результати для теплового конструктивного розрахунку радіатора з метою оцінки його ефективності на різних режимах роботи ДВЗ [5, 6].

Приклад виконання способу (за корисною моделлю)

1. Вмикають двигун внутрішнього згоряння. Охолоджувальна рідина циркулює навкруги головки і блока циліндрів. Тепла охолоджувальна рідина подається водяним насосом 7 до радіатора опалення 1, тобто по малому колу.

2. Після того як охолоджувальна рідина досягне певної температури, термостат 10 відкривається і гаряча охолоджувальна рідина проходить по трубопроводу до радіатора 6 тобто вмикається велике коло і охолоджувальна рідина подається водяним насосом по малому і великому колах.

3. Далі вмикають автономно спеціальним перемикачем вентилятор радіатора.

4. На цьому режимі роботи ДВЗ з допомогою чотириканального термометра NKTECH MPR-9815 вимірюють температури в чотирьох точках на вході (15) і на виході (16) охолоджувальної рідини і потоку повітря з зовнішньої (17) і внутрішньої (18) поверхонь радіатора (фіг. 2). При цьому за допомогою манометра 13 вимірюють тиск охолоджувальної рідини на вході в радіатор, а за допомогою водяного лічильника 12 її витрату.

5. Після цього вмикають додатковий високопродуктивний тришвидкісний вентилятор TURBO 451 N PLUS (11) потужністю 120 Вт з максимальною швидкістю на виході 4,5 м/с і за різних швидкостей набігаючого потоку повітря за допомогою чотириканального термометра NKTECH MPR-9815 вимірюють температури в чотирьох точках на вході і на виході охолоджувальної рідини і потоку повітря з внутрішньої і зовнішньої поверхонь радіатора (фіг. 2), а також тиск і витрату охолоджувальної рідини на вході в радіатор.

Обробка результатів

Тепловий конструктивний розрахунок радіаторів автомобілів виконують з метою визначення коефіцієнта теплопередачі, площі поверхні теплообміну й кількості переданої теплоти.

Загалом рівняння теплового балансу теплообмінного апарата має вигляд:

$$Q_v = Q_w + \delta Q, \quad (1.1)$$

де Q_v - кількість теплоти, що віддається гарячим теплоносієм за одиницю часу, Вт; Q_w - кількість теплоти, що сприймається холодним теплоносієм за одиницю часу, Вт; δQ - теплові втрати в навколишнє середовище, Вт.

Теплові втрати δQ залежать від режиму роботи теплообмінного апарата, його конструкції та якості теплової ізоляції. Величину теплових втрат розраховують індивідуально для кожного теплообмінника.

Теплову потужність теплообмінного апарата визначають з рівняння теплового балансу з урахуванням теплових втрат у навколишнє середовище:

$$Q = \eta_{т.в} G_v c_{pV} (T_{v.вх} - T_{v.вих}) = G_w c_{pW} (T_{w.вих} - T_{w.вх}), \quad (1.2)$$

де $\eta_{т.в}$ - коефіцієнт теплових втрат, який дорівнює 0,95...0,98; G_v , G_w - масові витрати відповідно охолоджувальної рідини і повітря, кг/с; c_{pV} , c_{pW} - масові ізобарні теплоємності відповідно охолоджувальної рідини та повітря, Дж/кг·К; $T_{v.вх}$, $T_{w.вх}$ - температури на вході теплообмінника відповідно охолоджувальної рідини та повітря, °С; $T_{v.вих}$, $T_{w.вих}$ - температури на виході теплообмінника відповідно охолоджувальної рідини та повітря, °С.

Питому теплоємність повітря зазвичай відносять до 1 кг сухого повітря.

Об'ємну витрату охолоджувальної рідини визначають з допомогою водяного лічильника.

Швидкість охолоджувальної рідини визначають за формулою:

$$w_v = \frac{V_l}{f_v}, \quad (1.3)$$

де V_l - об'ємна витрата охолоджувальної рідини, м³/с; f_v - площа прохідного перерізу радіатора з боку охолоджувальної рідини, м².

Площу прохідного перерізу радіатора з боку охолоджувальної рідини розраховують з врахуванням розрахункових розмірів охолоджувальної трубки (фіг. 3) за формулою:

$$f_v = \left[l_{TP} \cdot (D - 2\delta_{CT}) + \frac{\pi d_{TP}^2}{4} \right] \cdot n_{TP}, \quad (1.4)$$

де n_{TP} - кількість плоскоовальних трубок для проходження охолоджувальної рідини, ($n_{TP}=20$), $f_v=0,0029$ м.

На фіг. 3 представлена схема охолоджувальної трубки і її розрахункові розміри: r - внутрішній радіус трубки ($r=7,5$ мм); R - зовнішній радіус трубки ($R=4$ мм); δ_{cm} - товщина стінки трубки ($\delta_{cm}=0,5$ мм); l_{TP} - ширина трубки ($l_{TP}=12$ мм).

Коефіцієнти тепловіддачі з боку гарячого α_v і з боку холодного α_w теплоносіїв знаходять за емпіричними критеріальними формулами залежно від виду теплообміну (вільна або вимушена конвекція), характеру течії, режиму течії (ламінарний, перехідний, турбулентний), розташування поверхні нагрівання (горизонтальне, вертикальне).

Для визначення режиму течії теплоносія розраховують критерій Рейнольдса за формулою:

$$Re_v = \frac{w_v \cdot d_{екв}}{\nu_v}, \quad (1.5)$$

де w_v - швидкість руху охолоджувальної рідини, м/с; $d_{екв}$ - еквівалентний діаметр, м; ν_v - кінематичний коефіцієнт в'язкості охолоджувальної рідини м²/с;

$$d_{екв} = \frac{4F_{TP}}{P_{TP}}, \quad (1.6)$$

де F_{TP} - площа трубки в поперечному перерізі по внутрішній стороні, м²; P_{TP} - периметр поверхні трубки по внутрішній стороні, м.

У конструкціях радіаторів при охолодженні двигунів автомобілів та тракторів ряд елементів радіатора (трубки, параметри пластин і стрічок) є уніфікованими і застосовуються при створенні нових радіаторів. При розрахунку радіаторів геометричні параметри трубок (фіг. 3) задаються за відомими аналогами, що застосовуються.

Після введення у формулу (1.6) геометричних параметрів стандартної плоскоовальної трубки отримують наступний вираз для розрахунку еквівалентного діаметра:

$$d_{екв} = \frac{2r \left(\pi + \frac{2l_{TP}}{r} \right)}{\pi + \frac{l_{TP}}{r}}. \quad (1.7)$$

Еквівалентний діаметр чисельно дорівнює 0,02 м.

Коефіцієнт тепловіддачі від рідини до стінки трубок трубчасто-пластинчатих і ребристих радіаторів за цих умов підраховують за формулою Крауссольтца [6]:

$$\alpha_v = 0,024 \frac{\lambda_v}{d_{екв}} Re_v^{0,8} Pr_v^{0,3}, \quad (1.8)$$

де λ_v - коефіцієнт теплопровідності охолоджувальної рідини, Вт/м·К; $d_{екв}$ - еквівалентний діаметр трубки по внутрішній стороні, м; Re_v - число Рейнольдса для потоку охолоджувальної рідини у трубках радіатора; Pr_v - число Прандтля для потоку охолоджувальної рідини у трубках радіатора.

Масову витрату повітря визначають за формулою:

$$G_w = \rho_w f_w w_w, \quad (1.9)$$

де ρ_w - густина повітря, кг/м³; f_w - площа прохідного перерізу з боку повітря, м²; w_w - середня швидкість повітря, м/с.

Як визначаючи температуру приймають середню температуру повітря, t_0 .

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

$$w_w = \frac{V_w}{b \cdot l_p}. \quad (1.10)$$

Об'ємну витрату повітря обчислюють з рівняння теплового балансу (1.2).

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

Коефіцієнт живого перерізу (β_n) оцінює ступінь заповнення фронтальної площі радіатора трубками і визначається як відношення площі живого перерізу (A_p) по повітрю до фронтальної площі поверхні радіатора ($A_{фп}$):

$$\beta_{\Pi} = \frac{A_p}{A_{\Phi\Pi}}, \quad (1.11)$$

де $A_p = l_p [b - n_{\text{ТР}}(d_{\text{ТР}} + 2\delta)]$.

Для визначення режиму течії теплоносія розраховують критерій Рейнольдса за формулою:

$$Re_w = \frac{w_w \cdot (d_{\text{ТР}} + 2\delta)}{\beta_{\Pi} \cdot \nu_w}. \quad (1.12)$$

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

Коефіцієнт тепловіддачі від охолоджувальних пластин і стінок трубок до потоку повітря трубчасто-пластинчатих радіаторів підраховують за формулою Н.Б. Марьямова [6], при виведенні якої було прийнято допущення, що коефіцієнти тепловіддачі від пластин до повітря і від трубок до повітря однакові:

$$\alpha_w = 0,0556 \frac{\lambda_w}{d_{2\text{екв}}} Re_w^{0,75} \frac{1}{1 - 0,522 Re_w^{-1/8}}, \quad (1.13)$$

де $d_{2\text{екв}}$ - еквівалентний діаметр осередку, що утворюється трубками і охолоджувальними пластинами, м (фіг. 4).

15 На фіг. 4 представлена схема решітки серцевини радіатора і її розрахункові розміри: $S_{\text{пл}}$ - крок охолоджувальних пластин, м, ($S_{\text{пл}}=2$ мм); $\delta_{\text{пл}}$ - товщина пластини, м, ($\delta_{\text{пл}}=0,5$ мм); $S_{\text{в}}$ - крок трубок в серцевині по фронту, м, ($S_{\text{в}}=20$ мм); $D_{\text{ТР}}$ - зовнішній діаметр трубки, м ($D_{\text{ТР}}=8$ мм).

Еквівалентний діаметр розраховують за формулою:

$$d_{2\text{екв}} = \frac{4F_2}{P_2}, \quad (1.14)$$

20 де F_2 - площа осередку по внутрішній стороні, м²; P_2 - периметр поверхні осередку по внутрішній стороні, м.

Площу осередку і периметр поверхні визначають, виходячи з геометричних параметрів трубок, пластин і заданого кроку пластин в серцевині радіатора (фіг. 4), які в розрахунку радіатора приймаються по аналогії з існуючими конструкціями.

25 При підстановці прийнятих геометричних параметрів серцевини радіатора у попередню формулу отримуємо:

$$d_{2\text{екв}} = \frac{2}{\frac{1}{S_{\text{пл}} + \delta_{\text{пл}}} + \frac{1}{S_{\text{в}} + D_{\text{ТР}}}}, \quad (1.15)$$

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

30 Визначають коефіцієнт тепловіддачі від поверхні радіатора до навколишнього середовища за прототипом. В цьому випадку відбувається вільний конвективний теплообмін від поверхні радіатора до повітря. За цих умов визначальними критеріями є критерії Грасгофа (Gr) і Прандтля (Pr):

$$Gr = \frac{g\beta_o(t_{\text{cm}} - t_c)^3}{\nu^2}, \quad (1.16)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a_T}, \quad (1.17)$$

35 де g - прискорення земного тяжіння, м/с²; l - характерний лінійний розмір (для горизонтальних труб - діаметр d , для вертикальних пластин і труб висота h), м; t_{cm} , t_c - температура стінки і середовища, відповідно, °С; ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с; a_T - коефіцієнт температуропровідності, м²/с; β_o - коефіцієнт об'ємного розширення, який для газоподібних середовищ дорівнює $1/T_r$, К⁻¹; T_r - абсолютна температура газу, К.

40 За умови ламінарного руху середовища вздовж вертикальної поверхні критеріальне рівняння має вигляд:

$$Nu = \frac{\alpha_w \cdot l}{\lambda} = 0,75 \cdot Ra^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_c}{Pr_{\text{cm}}} \right)^{0,25}, \quad (1.18)$$

де $Ra = Gr \cdot Pr$ - критерій Релея, для газів $\left(\frac{Pr_c}{Pr_{cm}}\right)^{0,25} = 1$, Pr_c і Pr_{cm} - критерії Прандтля

відповідно для температури середовища та стінки.

У формулі (1.18) визначальною температурою є температура навколишнього середовища, а визначальним розміром - висота радіатора.

5 Формула отримана для теплоносіїв з числами Релея $10^3 < Ra < 10^8$.

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

10 Коефіцієнт теплопередачі залежить від типу охолоджувальної рідини, матеріалу і конструктивних параметрів трубок та пластин або стрічок, потоку теплоносіїв. Значення коефіцієнта теплопередачі залежить від фізичних параметрів теплоносіїв і теплотехнічних та геометричних параметрів теплопередавальних елементів радіатора. Класична формула для визначення коефіцієнта теплопередачі радіатора без урахування шару накипу на внутрішніх стінках трубок має вигляд [6]:

$$k_T = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_W} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_V} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}}, \quad (1.19),$$

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

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

20 З урахуванням прийнятих конструктивних параметрів радіатора при підстановці їх у формулу (1.19) вираз для коефіцієнта теплопередачі матиме вид:

$$k_T = \frac{1.03}{\frac{1}{\alpha_W} + \frac{3.1}{\alpha_V}}. \quad (1.20)$$

Приклади. Дослідження параметрів системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння виконували після його експлуатації протягом 30 хвилин при таких режимах його роботи: I - Двигун працює в стаціонарному режимі, охолоджувальна рідина циркулює по малому і великому колах, ввімкнено вентилятор охолоджувальної рідини з дифузором. I* - Стенд працює в стаціонарному режимі, охолоджувальна рідина циркулює по малому і великому колах (за прототипом), II - Додатково вмикають високопродуктивний тришвидкісний вентилятор TURBO 451 N PLUS (11) потужністю 120 Вт з мінімальною швидкістю (2,5 м/с) набігаючого потоку повітря. III - Додатково вмикають високопродуктивний підлоговий тришвидкісний вентилятор TURBO 451 N PLUS (11) потужністю 120 Вт з середньою швидкістю (3,5 м/с) набігаючого потоку повітря. IV - Додатково вмикають високопродуктивний підлоговий тришвидкісний вентилятор TURBO 451 N PLUS (11) потужністю 120 Вт з максимальною швидкістю на виході (4,5 м/с) набігаючого потоку повітря. На кожному режимі роботи ДВЗ з допомогою чотириканального термометра NKTECH MPR-9815 вимірюють температури в чотирьох точках на вході (15) і на виході (16) охолоджувальної рідини та потоку повітря з зовнішньої (17) і внутрішньої (18) поверхонь радіатора (фіг. 2). При цьому з допомогою манометра 13 вимірюють тиск охолоджувальної рідини на вході в радіатор, а з допомогою водяного лічильника 12 її витрату.

35 Виконують тепловий конструктивний розрахунок радіатора автомобіля з метою оцінки його ефективності на різних режимах роботи ДВЗ. Режими II, III і IV за прототипом реалізувати неможливо.

40 Дослідження параметрів системи охолодження двигунів внутрішнього згоряння за прототипом [3] дозволяють виконати тепловий конструктивний розрахунок радіатора автомобіля лише в стаціонарному режимі (приймаємо температуру навколишнього повітря 25 °C) за вільного конвективного теплообміну коли неможливо моделювання режиму руху завантаженого автомобіля на дорожньому підйомі зі швидкістю до 20 км/год., що обмежується транспортним потоком. Результати замірів і розрахунків наведено у таблиці.

Експериментальні і розрахункові дані за винаходом і прототипом

Режим	Температура згідно зі схемою встановлення температурних датчиків, °С				Тиск охолоджувальної рідини, бар	Витрата охолоджувальної рідини, м³/С	Коефіцієнт тепловіддачі від охолоджувальної рідини до стінок трубок радіатора, Вт/(м²·К)	Коефіцієнт тепловіддачі від охолоджувальних пластин і стінок трубок до потоку повітря радіатора, Вт/(м²·К)	Коефіцієнт теплопередачі радіатора, Вт/(м²·К)
	15	16	17	18					
I	59	56	27	31	1,48	0,00054	1286,0	141,0	108,4
I*	92	84	-	-	0,44	0,002	3670,3	7,0	7,1
II	55	49	30	22	1,52	0,00053	1269,3	155,1	115,9
III	51	46	29	21	1,49	0,00052	1247,1	210,7	142,4
IV	48	42	29	19	1,51	0,00051	1230,4	252,7	159,0

I, II, III, IV - експериментальні та розрахункові дані за корисною моделлю, I* - експериментальні та розрахункові дані за прототипом.

5

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

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

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

$$15 \quad \beta = \frac{k_T}{k_{T0}} \cdot 100\% \quad (1.21)$$

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

20 Існують наступні варіанти порівняння коефіцієнтів теплопередачі, а отже і такі висновки при:

а) $\beta < 65\%$ приймається рішення щодо негайної зупинки теплообмінного апарата для проведення заходів по забезпеченню очищення поверхонь пластин від відкладень;

25 б) $65 \leq \beta < 70\%$ приймається рекомендація про необхідність зупинки теплообмінника для очищення від відкладень з його поверхні теплообміну при найближчому попереджувальному або капітальному ремонті системи охолодження;

в) $\beta \geq 70\%$ приймається рекомендація про продовження подальшої експлуатації теплообмінника.

Розглянутий спосіб розрахунку системи охолодження двигунів внутрішнього згорання можна використовувати для розробки систем охолодження автомобілів та тракторів.

30 Таким чином, запропонований спосіб дослідження параметрів системи охолодження двигуна внутрішнього згорання забезпечує підвищення точності при виконанні теплового конструктивного розрахунку радіатора автомобіля з метою оцінки ефективності його роботи.

Література:

35 1. Гончаров А.В. Підвищення техніко-експлуатаційних характеристик автомобіля удосконаленням блоку "радіатор-вентилятор" системи охолодження двигуна: автореф. дис. на здобуття наук, ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 "Автомобілі і трактори" / А.В. Гончаров. - Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, 2008. - 27 с.

2. Технічна експлуатація та надійність автомобілів: [навчальний посібник] / Є.Ю. Форнальчик, М.С. Оліскевич, О.Л. Мاستикаш, Р.А. Пельо. - Львів: Афіша, 2004. - 492 с.

3. Дослідження параметрів системи охолодження двигунів внутрішнього згорання / О. Марціяш, І. Гевко, І. Кучвара, [та ін.] // Вісник ТНТУ. - 2011. - Т. 16, № 4. - С. 77-83.

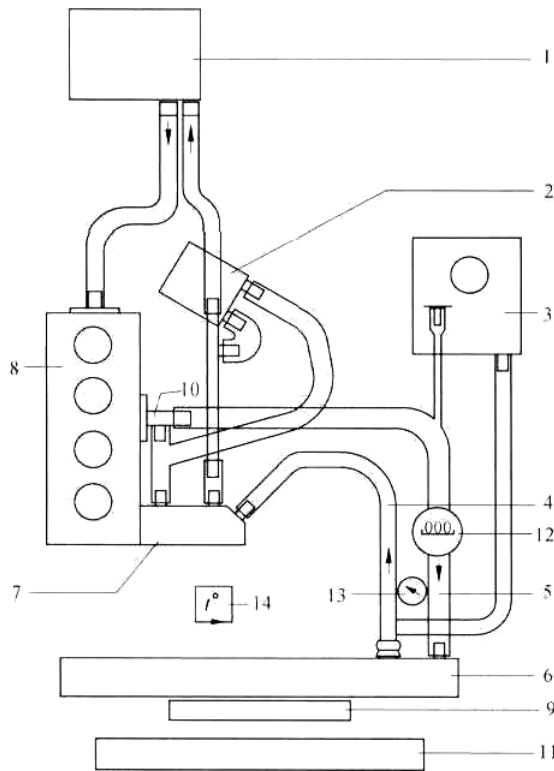
4. Пат. № 69584 Україна, МПК (2006.01): F02C 7/12. Стенд для дослідження параметрів системи охолодження двигунів внутрішнього згорання / Б.М. Гевко, О.М. Марціяш, В.П. Калушка, І.М. Кучвара, І.Б. Гевко; заявники і патентовласники Б.М. Гевко, О.М. Марціяш, В.П. Калушка, І.М. Кучвара, І.Б. Гевко. - № u201109736; заявл. 05.08.2011; опубл. 10.5.2012, Бюл. № 19. - 3 с.

5. Пат. № 143579 Україна, МПК МПК F02C 7/12 (2006.01). Стенд для дослідження системи охолодження двигуна внутрішнього згорання / О.В. Диха, В.П. Свідерський, О.П. Бабак, О.М. Маковкін, В.С. Яремчук; заявник і патентовласник Хмельницький нац. Університет. - № u201911097; заявл. 12.11.2019 р. опубл. 10.08.2020, бюл. № 15.-6 с

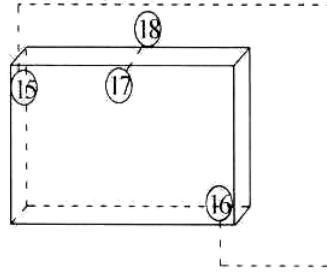
6. Куликов Ю.А. Системы охлаждения, вентиляции и отопления автомобилей: [Монография] / Куликов Ю.А., Грибиниченко М.В., Гончаров А.В. - Луганск: Изд-во ВНУ им. В. Даля, 2006. - 248 с.

15 **ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ**

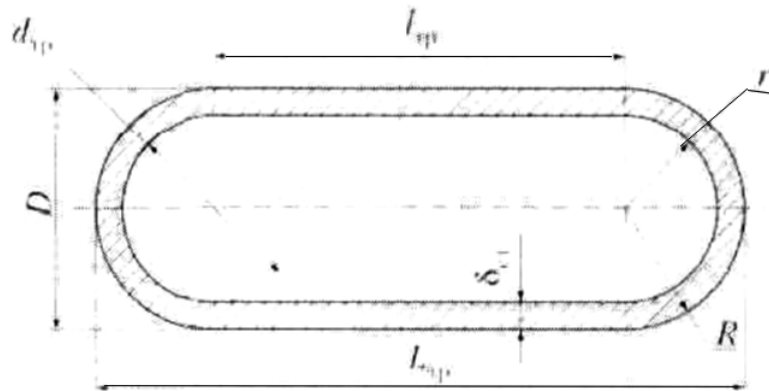
Спосіб визначення параметрів системи охолодження двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ), за яким проводять нагрівання охолоджувальної рідини радіатора, вимірюють її температуру, витрати і тиск, та за допомогою високопродуктивного тришвидкісного вентилятора TURBO 451 N PLUS (11) потужністю 120 Вт з максимальною швидкістю набігаючого потоку повітря 4,5 м/с, який встановлено перед радіатором, моделюють режими руху завантаженого автомобіля, при цьому на кожному режимі роботи ДВЗ чотириканальним термометром NKTECH MPR-9815 вимірюють температури потоку повітря з зовнішньої і внутрішньої поверхонь радіатора.



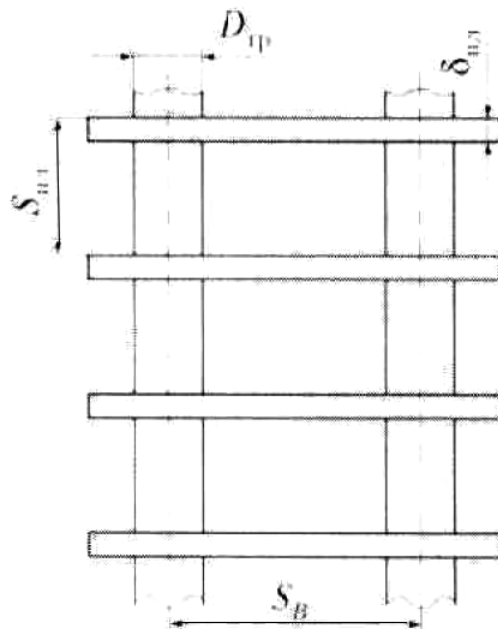
Фіг.1



Фиг.2



Фиг.3



Фиг.4