

## ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА (144)

---

УДК 536.242

### ВИБІР ПАРАМЕТРІВ СКРУЧЕНИХ СТРІЧОК ДЛЯ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕПЛОПЕРЕНОСЕННЯ В КАНАЛАХ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Канд. техн. наук О. О. Алексахін, старш. викл. О. В. Панчук,  
кандидати техн. наук Є. Є. Счастний, О. В. Василенко

### CHOICE OF THE PARAMETERS OF TWISTED TAPES FOR HEAT TRANSFER INTENSIFICATION IN THE CHANNELS OF THE POWER EQUIPMENT COOLING SYSTEM

PhD (Tech.) O. Aleksahin, Sr. lecturer O. Panchuk, PhD (Tech.) Y. Schastnyi,  
PhD (Tech.) O. Vasylenko



DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.206.2023.296700>

*Анотація.* У роботі наведено результати аналізу ефективності процесів тепловідведення в каналах системи охолодження енергетичного обладнання.

Розглянуто процеси теплоперенесення у вентиляційних каналах системи охолодження тягових електродвигунів силових установок тепловозів. Проведено аналіз доцільності застосування штучної інтенсифікації процесів теплообміну в каналах за допомогою спіральних стрічок. Інтенсифікатори конвективного теплообміну такого типу характеризуються суттєвим збільшенням коефіцієнтів теплообміну, простою виготовлення, невеликою матеріалоемністю. Такі пристрої можна використовувати і при проектуванні нових агрегатів, і при модернізації наявного теплообмінного обладнання. Ефективність інтенсифікації процесів теплоперенесення оцінено за рівнем зниження потужності вентиляторів системи охолодження. Оцінювання проведено за умови забезпечення однакових коефіцієнтів тепловіддачі в каналах зі вставками у вигляді спіральних стрічок і каналах без вставок. Довжини спіральних стрічок і каналу однакові. Ефект оребрення поверхні каналу вставками не враховувався. При обчисленні коефіцієнтів конвективного теплообміну і гідравлічного опору використано відомі критеріальні рівняння.

Показано, що, незважаючи на зростання коефіцієнтів гідравлічного опору і втрат тиску в каналах повітряної системи охолодження, використання спіральних стрічок завдяки помітному зменшенню швидкості, а отже, і витрат охолоджувального повітря сприяє зменшенню потужності вентиляторів у широкому діапазоні геометричних параметрів спіральних стрічок при забезпеченні необхідних температур елементів обладнання.

Оцінено вплив температури стінок каналу системи охолодження на необхідну потужність вентиляторів при застосуванні штучних інтенсифікаторів процесу теплообміну у вигляді спіральних стрічок.

Запропоновано рекомендації щодо вибору геометричних характеристик спіральних стрічок, при яких з урахуванням значень температури стінок каналу слід очікувати зменшення потужності вентиляторів системи охолодження.

**Ключові слова:** конвективний теплообмін, коефіцієнт тепловіддачі, система охолодження, тягові електродвигуни, спіральні стрічки.

**Abstract.** The paper presents the results of analyzing the efficiency of heat removal processes in the channels of the power equipment cooling system.

The processes of heat transfer in the ventilation ducts of the cooling system for traction motors of diesel locomotive power plants are considered. The feasibility of using artificial intensification of heat transfer processes in the ducts with the help of spiral tapes is analyzed. Convective heat transfer intensifiers of this type are characterized by a significant increase in heat transfer coefficients, ease of manufacture, and low material consumption. Such devices can be used both in the design of new units and in the modernization of existing heat exchange equipment. The efficiency of intensification of heat transfer processes was evaluated by the level of reduction in the power of cooling system fans. The estimates were made assuming the same heat transfer coefficients in the channels with spiral strip inserts and in the channels without inserts. The length of the spiral tapes and the channel is the same. The effect of finning of the channel surface by the inserts was not taken into account. Known criterion equations were used to calculate the convective heat transfer coefficients and hydraulic resistance.

It is shown that, despite the increase in hydraulic resistance coefficients and pressure losses in the channels of the air cooling system, the use of spiral tapes due to a noticeable decrease in the speed and, consequently, the cooling air consumption provides a reduction in fan power in a wide range of geometric parameters of spiral tapes while ensuring the required temperatures of equipment elements.

The influence of the temperature of the walls of the cooling system channel on the required fan power when using artificial heat transfer intensifiers in the form of spiral tapes is estimated.

Recommendations for the selection of geometric characteristics of spiral tapes are proposed, at which, taking into account the values of the channel wall temperature, a decrease in the power of the cooling system fans should be expected.

**Keywords:** thermal convection, heat transfer coefficient, cooling system, traction motor, tape swirl generators.

**Вступ.** Ефективності використання штучних інтенсифікаторів теплообміну оцінюють, як правило, за умови забезпечення перевищення зростання коефіцієнтів тепловіддачі порівняно зі збільшенням коефіцієнтів гідравлічного опору, що забезпечує зменшення площі поверхні теплообміну і, отже, масогабаритних показників обладнання. Засоби для інтенсифікації процесів теплоперенесення з успіхом використовують у холодильній техніці, котельних агрегатах тощо. У системах охолодження енергетичного обладнання при фіксованій поверхні теплообміну підвищення коефіцієнтів теплообміну застосування засобів штучної інтенсифікації процесів теплоперенесення

обумовлює можливість забезпечення необхідної температури елементів обладнання при менших витратах охолоджувального теплоносія. Для вентиляторів систем охолодження транспортних засобів, які мають привод від силової установки транспортного засобу, зменшення потужності вентиляторів охолодження означає підвищення коефіцієнта корисної дії силової установки.

Порівняти ефективність штучних інтенсифікаторів теплообміну можна за умови забезпечення однакових значень коефіцієнтів тепловіддачі від стінок труби до охолоджувального теплоносія в каналі без штучної інтенсифікації теплообміну і каналі з інтенсифікаторами. Швидкість руху охолоджувального теплоносія і, отже,

коефіцієнти тепловіддачі визначають з умови забезпечення потрібної температури стінок труби. Рівень тепловіддачі при цьому суттєво залежить від геометричних характеристик пристроїв для штучної інтенсифікації теплоперенесення.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Засоби інтенсифікації процесів теплообміну широко використовують у різному обладнанні. За даними роботи [1], використання періодично встановлених кільцевих виступів і западин у трубопроводі дає змогу зменшити масогабаритні показники теплообмінної частини газоводяних холодильників у 1,5 раза. Встановлення дротових турбулізаторів у круглій трубі дає змогу приблизно на третину зменшити площу поверхні теплопередачі [2]. Використання труб з розрізними ребрами дає змогу зменшити габарити калориферів у 1,5–1,75 раза [3]. За результатами роботи [4], використання спірального оребрення конвективних поверхонь нагріву котельних агрегатів дає змогу на 17–43 % підвищити інтенсивність теплообміну. Підвищення коефіцієнтів тепловіддачі передбачає створення умов, що забезпечують зрив пограничного шару на стінках каналу. Цього можна досягти або завдяки збуренням у пристінному шарі потоку охолоджувального теплоносія [5, 6], або закручуванням потоку. В останньому випадку руйнування пограничного шару відбувається внаслідок зростання рівня турбулентності зовнішнього потоку [7–9]. Доцільність застосування того чи іншого методу інтенсифікації визначається для кожного конкретного випадку окремо.

Засоби, завдяки яким можна здійснити закручування потоку в каналах, виготовляють у вигляді тангенціальних каналів, шнеків, скрученої стрічки тощо.

Інтенсифікатори конвективного теплообміну у вигляді скрученої стрічки відрізняються простотою виготовлення, невеликою матеріаломісткістю. Такі засоби можна використовувати і при проектуванні нових агрегатів, і при модернізації наявного теплообмінного обладнання. Результати розрахункових досліджень ефективності використання стрічкових завихрювачів у каналах системи охолодження тягових електродвигунів транспортних силових установок викладено в роботах [9, 10]. За результатами роботи [10], рівень зменшення потужності вентиляторів системи охолодження, який залежить від геометричних характеристик стрічкового завихрювача, становить близько 12 %. Результати роботи не диференційовані залежно від температури стінки, хоча рівень температури елементів обладнання помітно впливає на показники роботи системи охолодження.

**Визначення мети та завдання дослідження.** Метою роботи є визначення геометричних параметрів скручених стрічок, які забезпечують мінімальну потужність вентиляторів повітряної системи охолодження залежно від температури на поверхні каналів системи охолодження. Завданнями дослідження є:

- визначення коефіцієнтів гідравлічного опору й втрат тиску в циліндричних каналах зі спіральною стрічкою за умови забезпечення однакового теплового режиму в каналах зі спіральною стрічкою і каналах без штучної інтенсифікації теплообміну;

- оцінювання впливу температури поверхні каналу системи охолодження на параметри скручених стрічок.

**Основна частина дослідження.** Температуру на поверхні каналу для відведення теплоти можна визначити з балансового співвідношення

$$Q = \alpha \cdot F(t_{ст} - t_{сп}) = W \cdot f \cdot C(t_{вих} - t_{вх}), \quad (1)$$

де  $Q$  – теплове навантаження на один канал системи охолодження, Вт;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від стінок каналу до охолоджувального теплоносія, Вт/(м<sup>2</sup>°C);

$F$  – площа поверхні теплообміну каналу,  $m^2$ ;

$t_{cp} = 0,5(t_{вих} + t_{вх})$  – середня температура охолоджувального теплоносія в каналі,  $^{\circ}C$ ;

$t_{вх}, t_{вих}$  – температура теплоносія відповідно на вході до каналу і виході з каналу,  $^{\circ}C$ ;

$W$  – середня швидкість охолоджувального теплоносія в перерізі каналу,  $m/c$ ;

$f$  – площа перерізу каналу,  $m^2$ ;

$C$  – питома теплоємність охолоджувального теплоносія,  $Dж/(кг^{\circ}C)$ .

Коефіцієнти теплообміну обчислюють за критеріальними рівняннями залежно від режиму руху охолоджувального теплоносія, форми перерізу каналу тощо [11, 12]. У роботі розглянуто варіант виконання повітряної системи охолодження у вигляді системи циліндричних каналів. Коефіцієнти теплообміну в циліндричному каналі без спіральної стрічки обчислено за формулою [13]

$$Nu_0 = \frac{\alpha_0 \cdot d}{\lambda_0} = 0.021 \cdot Re_0^{0.8} Pr_0^{0.43}, \quad (2)$$

де  $Re_0 = \frac{W_0 \cdot d}{\nu_0}$ ,  $Pr$  – критерії Рейнольдса і

Прандтля для потоку охолоджувального теплоносія в каналі без спіральної стрічки, де  $d$  – діаметр каналу,  $m$ ;

$W_0$  – середня швидкість охолоджувального теплоносія в каналі без спіральної стрічки,  $m/c$ ;

$\nu_0$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості,  $m^2/c$ .

За співвідношенням (1), значення швидкості, при якому забезпечується необхідна температура стінок у каналі без спіральної стрічки, дорівнює,  $m/c$ ,

$$W_0 = \left[ \frac{0.023 \cdot (\theta_0 - 0.5) \cdot F}{Pr_0^{0.57} \cdot f} \right]^5 \cdot \left( \frac{\nu_0}{d} \right), \quad (3)$$

де  $\theta_0 = \frac{t_{ст.0} - t_{вх.0}}{t_{вих.0} - t_{вх.0}}$  – відносна температура стінки каналу.

З урахуванням значень величин формула (3) для визначення необхідної швидкості руху теплоносія в циліндричному каналі повітряної системи трансформується до вигляду,  $m/c$ ,

$$W_0 = \left[ 0.11 \cdot (\theta_0 - 0.5) \cdot \left( \frac{L}{d} \right) \right] \cdot \left( \frac{\nu_0}{d} \right), \quad (4)$$

де  $L$  – довжина каналу,  $m$ .

Розглянуто випадок розміщення спіральної стрічки по всій довжині циліндричного каналу. Основною геометричною характеристикою спіральних вставок, яка визначає процеси перенесення теплоти і втрати тиску в каналі, є крок закручування спіралі ( $S$ ) (рис. 1). Коефіцієнти теплообміну в такому випадку можна обчислити за формулою [2]

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot d}{\lambda_1} = 0.021 \cdot Re_1^{0.8} \cdot Pr_1^{0.43} \cdot A_3, \quad (5)$$

де  $Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot d}{\lambda_1}$  – узагальнений коефіцієнт теплообміну (критерій Нуссельта);

$\lambda_1$  – коефіцієнт теплопровідності охолоджувального теплоносія,  $Вт/м^{\circ}C$ ;

$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d}{\nu_1}$  – критерій Рейнольдса,

де  $W_1$  – середня швидкість охолоджувального теплоносія у перетині каналу зі спіральною стрічкою,  $m/c$ ;

$\nu_1$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості охолоджувального теплоносія,  $m^2/c$ .

$Pr_1$  – критерій Прандтля для охолоджувального теплоносія;

$A_3 = 1 + \frac{5.65 \cdot 10^4}{Re_1^{1.2}} \cdot \frac{d}{S}$  – комплекс;

$d$  – діаметр каналу,  $m$ .

Із умови забезпечення однакових коефіцієнтів теплообміну в каналі без спіральної стрічки і каналі зі спіральною

стрічкою співвідношення швидкостей має вигляд, м/с,

$$W_1 = \frac{W_0}{A_3^{1.25}} \quad (6)$$

Графік залежності відносної швидкості охолоджувального теплоносія

від відносного кроку закручування спіральної стрічки подано на рис. 1.

Температуру охолоджувального повітря на вході до каналу прийнято однаковою для всіх розглянутих варіантів – 20 °С. Потужність вентилятора системи охолодження визначається витратами повітря і втратами тиску в каналах системи.

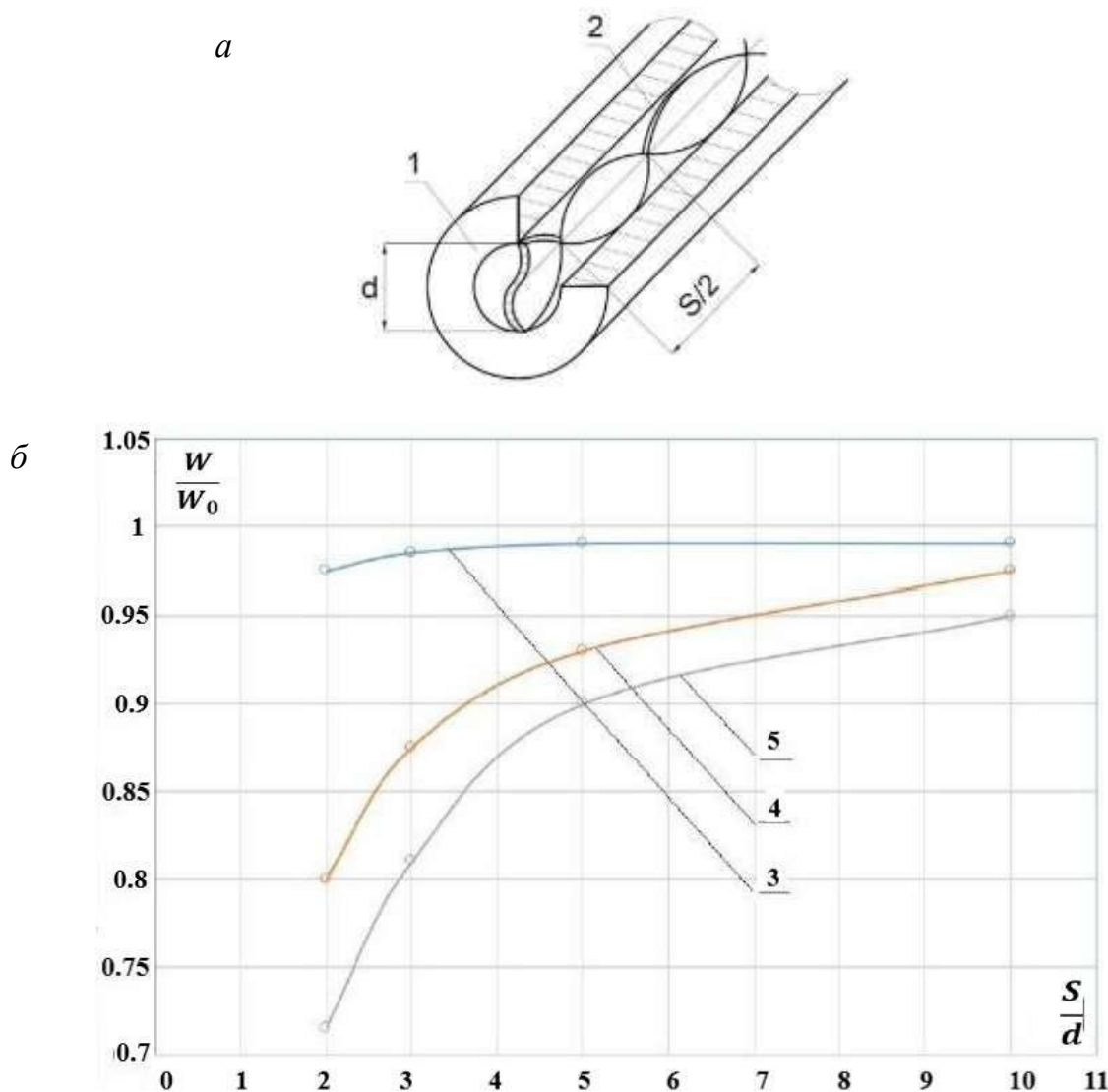


Рис. 1. Результати обчислень зміни швидкості охолоджувального повітря:

а – схема розміщення спіральної стрічки в каналі:

1 – циліндричний канал; 2 – спіральна стрічка;

б – графік залежності відносної швидкості охолоджувального теплоносія від відносного кроку закручування спіральної стрічки: 3, 4, 5 – швидкості повітря при температурі стінки каналу  $t_{ст} = 90$  °С; 100 °С; 110 °С відповідно

З рис. 1 видно, що встановлення стрічкового завихрювача в каналі системи охолодження дає змогу забезпечити однакові умови відведення теплоти при менших швидкостях, а отже, і менших витратах охолоджувального теплоносія. Причому зменшення швидкості повітря при зменшенні величини  $S$  зафіксовано в широкому діапазоні температур стінки каналу. З іншого боку, використання штучних інтенсифікаторів теплообміну з меншими значеннями відносного кроку закручування спіральної стрічки веде до зростання втрат тиску при русі теплоносія через канал. Отже, існує діапазон значень, при яких можливе зменшення потужності вентиляторів системи охолодження.

Втрати тиску в каналі визначено за формулою [9], Па,

$$\Delta P = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2}, \quad (7)$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт гідравлічного опору;

$\rho$  – густина охолоджувального теплоносія,  $\text{кг/м}^3$ .

Для визначення коефіцієнта гідравлічного опору в каналі зі спіральною

стрічкою  $\xi_1$  використане співвідношення [2]

$$\xi_1 = \xi_0 \left[ 1 + 14,35 \cdot \left( \frac{d}{s} \right)^4 \right], \quad (8)$$

де  $\xi_0$  – коефіцієнт гідравлічного опору в каналі без спіральної стрічки, який обчислено за формулою [14]

$$\xi_0 = \frac{0.316}{Re_0^{0.25}}. \quad (9)$$

Зміну коефіцієнта гідравлічного опору і втрат тиску в каналі зі спіральною стрічкою залежно від геометричного параметра стрічки показано на рис. 2. Результати обчислень подано як відношення характеристик гідравлічного режиму в каналі зі штучними інтенсифікаторами теплообміну до значень для каналу без спіральної стрічки. Як видно з рис. 2, при зменшенні величини параметра закручування стрічки, тобто при більш інтенсивному закручуванні потоку, спостерігається зростання коефіцієнта гідравлічного опору і втрат тиску повітрям при русі в каналі.

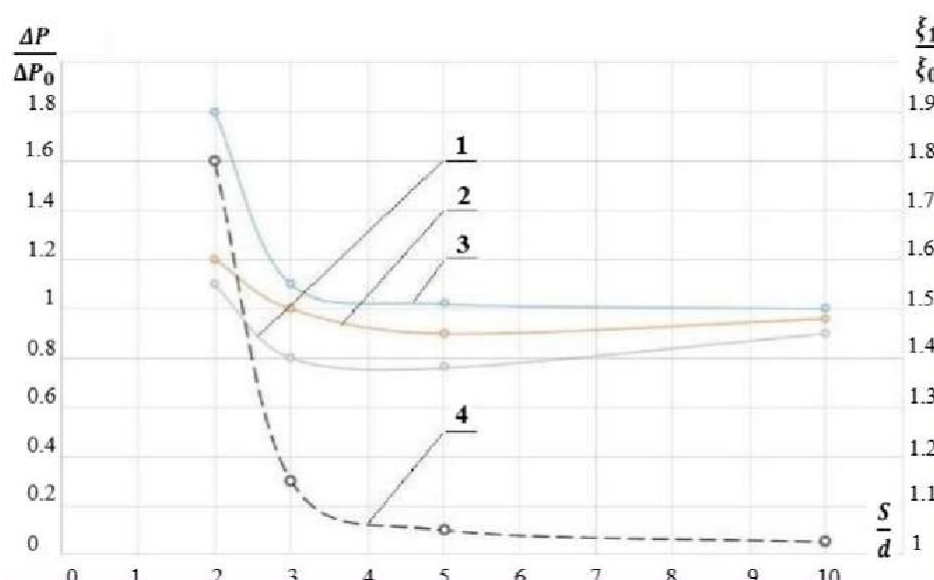


Рис. 2. Результати обчислень коефіцієнта гідравлічного опору і втрат тиску в каналі системи охолодження:  
1, 2, 3 – температури стінки каналу  $t_{ст} = 90^\circ\text{C}$ ;  $100^\circ\text{C}$ ;  $110^\circ\text{C}$  відповідно

Потужність вентиляторів системи охолодження обчислено за формулою [9], Вт,

$$N = \frac{W \cdot f \cdot \Delta P}{\eta_B}, \quad (10)$$

де  $f$  – площа перерізу каналу системи охолодження, м<sup>2</sup>;

$\eta_B$  – коефіцієнт корисної дії вентилятора.

З урахуванням виразів (7)-(9) відношення потужності вентиляторів системи повітряного охолодження при використанні спіральних стрічок до потужності вентиляторів без штучних інтенсификаторів теплообміну має вигляд

$$\frac{N_1}{N_0} = \frac{\left[1 + 14.35 \cdot \left(\frac{d}{S}\right)^4\right]}{\left(1 + \frac{5.65 \cdot 10^4 d}{Re_1^{1.2} S}\right)^{3.75}}. \quad (11)$$

У формулі (11) індексом «1» позначені величини для каналу зі спіральними стрічками, індексом «0» – без штучної інтенсифікації теплообміну. У формулі не враховано зміну теплофізичних характеристик охолоджувального повітря, що для температурних умов режимів роботи системи охолодження тягових електродвигунів є припустимим.

Зміну потужності вентилятора системи охолодження залежно від зміни геометричного параметра стрічки показано на рис. 3.

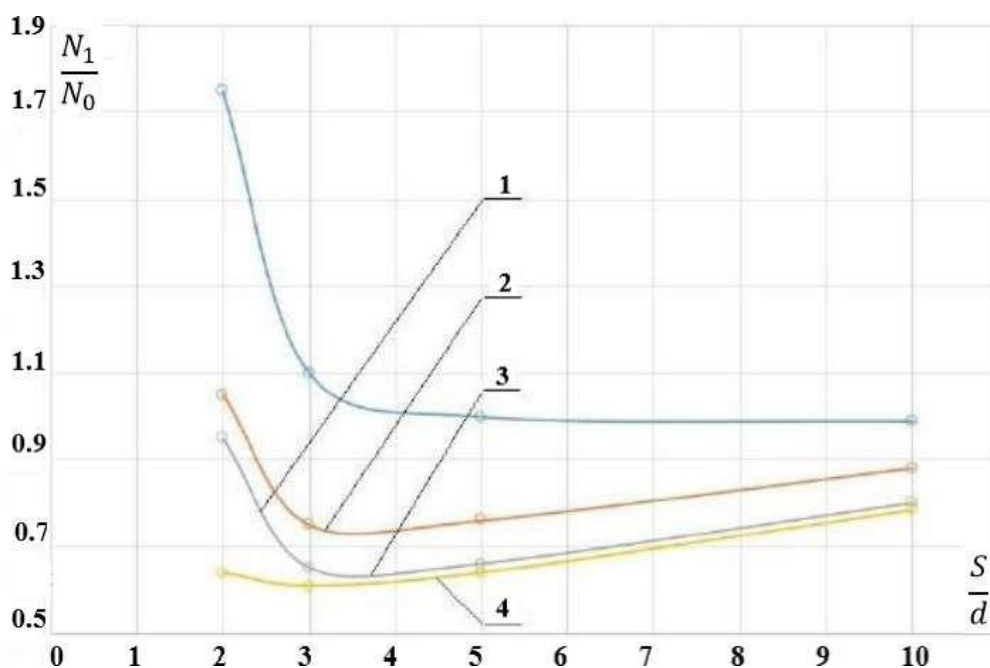


Рис. 3. Результати обчислень потужності вентиляторів системи охолодження: 1, 2, 3, 4 – значення при температурі стінки каналу  $t_{ст} = 90$  °С; 100 °С; 105 °С; 110 °С відповідно

Наведені на рис. 3 результати свідчать, що застосування спіральних стрічок для інтенсифікації теплообміну в каналах повітряних систем охолодження дає змогу зменшити потужність вентиляторів на 3-38 % порівняно з

показниками системи охолодження без штучної інтенсифікації теплообміну. Для всіх розглянутих режимів існує діапазон зміни параметра спіральної стрічки, у якому співвідношення потужностей  $N_1/N_0$  має мінімальну величину. На вказаний

діапазон геометричних характеристик спіральної стрічки помітно впливають температурні режими роботи обладнання. Результати обчислень узагальнені залежно від температури поверхні стінки каналу, що

дасть змогу вибирати раціональні параметри інтенсифікаторів з урахуванням припустимих температур конструкційних матеріалів обладнання. Спіральні стрічки з кроком закручування

$$(0.0144 \cdot t_{ct} - 1,12)^{-1} < S/d < (0.0055 \cdot t_{ct} - 0.38)^{-1}$$

забезпечують найменшу потужність вентилятора для прокачування повітря через циліндричні канали системи охолодження сердечника тягового електродвигуна.

**Висновки.** 1. Показано, що використання спіральних стрічок для підвищення коефіцієнтів тепловіддачі в каналах систем охолодження енергетичного обладнання дає змогу зменшити витрати охолоджувального теплоносія і, отже, витрат енергії на транспортування теплоносія через систему охолодження.

2. Незважаючи на зростання втрат тиску в каналах повітряної системи охолодження, використання спіральних

стрічок забезпечує зменшення потужності вентиляторів у широкому діапазоні геометричних параметрів спіральних стрічок.

3. Проаналізовано вплив температури стінок каналу зі спіральними стрічками на потужність вентиляторів системи охолодження.

4. Найменшу потужність вентилятора для прокачування повітря через циліндричні канали системи охолодження сердечника тягового електродвигуна зафіксовано при використанні спіральних стрічок з кроком закручування стрічки

$$(0.0144 \cdot t_{ct} - 1,12)^{-1} < S/d < (0.0055 \cdot t_{ct} - 0.38)^{-1}$$

### Список використаних джерел

1. Behfard M. & Sohankar A. Numerical investigation for finding the appropriate design parameters of a fin-and-tube heat exchanger with delta-winglet vortex generators. *Heat and Mass Transfer*. 2016. Vol. 52. P. 21–37. URL: <https://doi.org/10.1007/s00231-015-1705-1>.
2. Pratap Kumar Rout, Sujoy Kumar Saha. Laminar Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Circular Tube Having Wire-Coil and Helical Screw-Tape Inserts. *J. Heat Transfer*. 2013, 02. Vol. 135. Is. 2. 8 p. URL: <https://doi.org/10.1115/1.4007415>.
3. Liang G., Islam M. D., Kharoua N., Simmons R. Numerical study of heat transfer and flow behavior in a circular tube fitted with varying arrays of winglet vortex generators. *International Journal of Thermal Sciences*. 2018. Vol. 134. P. 54-65. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.08.004>.
4. Галушак І. В. Підвищення ефективності конвективних поверхонь нагріву котельних агрегатів в системах теплогазопостачання: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харків, 2016. 20 с.
5. Mohsen Sheikholeslami, Mofid Gorji-Bandpy, Davood Domiri Ganji. Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015. Vol. 49. P. 444-469. URL: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.113>.
6. Павловський В. Г. Особливості гідродинаміки і теплообміну в некруглих каналах: монографія. Харків: НТУ «ХПІ», 2006. 104 с.
7. Sagnik Pal, Sujoy Kumar Saha. Laminar fluid flow and heat transfer through a circular tube having spiral ribs and twisted tapes. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2015, 01. Vol. 60. P. 173-181. URL: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.09.005>.



8. Nanan K., Yongsiri K., Wongcharee K., Thianpong C., Eiamsa-ard S. Heat transfer enhancement by helically twisted tapes inducing co- and counter-swirl flows. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2013, 08. Vol. 46. P. 67-73. URL: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.05.015>.

9. Aleksahin O., Panchuk O., Pogoreliy V. Intensification of heat exchange with the help of a flow. *Theses of international scientific conference «Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects»*. Dresden – Paris, 2017. P. 152-153.

10. Aleksahin A., Panchuk A. V., Parkhomenko L. A., Bilovol H. V. Heat transfer in the Ducts of the Cooling Systems of Traction Motors. *International Journal of Engineering & Technology*. 2018, 7 (4/3). P. 315–319. URL: <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19824>.

11. Prashant W. Deshmukh, Rajendra P. Vedula. Heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a circular tube fitted with vortex generator inserts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014, 12. Vol. 79. P. 551-560. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.08.042>.

12. Pengxiao Li, Zhichun Liu, Wei Liu, Gang Chen. Numerical study on heat transfer enhancement characteristics of tube inserted with centrally hollow narrow twisted tapes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015, 09. Vol. 88. P. 481-491. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.04.103>.

13. Лабай В. Й. Приклади і задачі з курсу тепломасообміну: навч. посіб. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2017. 228 с.

14. Омельченко О. В., Цвіркун Л. О. Тепломасообмін: навч. посіб. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2021. 100 с.

---

Алексахін Олександр Олександрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри фізики нетрадиційних енерготехнологій та екології, Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна. ORCID iD: 0000-0002-2253-8501. Тел.: +38 (096) 251-06-13. E-mail: [a.aleksahin@karazin.ua](mailto:a.aleksahin@karazin.ua).

Панчук Олексій Вікторович, старший викладач кафедри теплотехніки, теплових двигунів та енергетичного менеджменту, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0002-0852-1543. Тел.: +38 (066) 415-69-59. E-mail: [panchuk.o@kart.edu.ua](mailto:panchuk.o@kart.edu.ua).

Счастний Євген Євгенович, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплотехніки, теплових двигунів та енергетичного менеджменту, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0002-1607-2426. Тел.: +38 (050) 301-30-35. E-mail: [esch@kart.edu.ua](mailto:esch@kart.edu.ua).

Василенко Олег Вадимович, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплотехніки, теплових двигунів та енергетичного менеджменту, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0002-6770-0955. Тел.: +38 (067) 396-67-47. E-mail: [vasylenko@kart.edu.ua](mailto:vasylenko@kart.edu.ua).

Aleksahin Oleksandr, PhD (Tech.). Associate Professor, department of physics of non-traditional energy technologies and ecology, V.N. Karazin Kharkov National University. ORCID iD: 0000-0002-2253-8501.

Tel.: +38 (096) 251-06-13. E-mail: [a.aleksahin@karazin.ua](mailto:a.aleksahin@karazin.ua).

Panchuk Oleksii, Sr. lecturer, department of heat engineering, heat engines and energy management, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0002-0852-1543. Tel.: +38 (066) 415-69-59.

E-mail: [panchuk.o@kart.edu.ua](mailto:panchuk.o@kart.edu.ua).

Schastnyi Yeugen, PhD (Tech.). Associate Professor, department of heat engineering, heat engines and energy management, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0002-1607-2426.

Tel.: +38 (050) 301-30-35. E-mail: [esch@kart.edu.ua](mailto:esch@kart.edu.ua).

Vasylenko Oleh, PhD (Tech.). Associate Professor, department of heat engineering, heat engines and energy management, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0002-6770-0955.

Tel.: +38 (067) 396-67-47. E-mail: [vasylenko@kart.edu.ua](mailto:vasylenko@kart.edu.ua).

Статтю прийнято 6.11.2023 р.