

УДК 658.264

Алексахін О.О.¹, к.техн.н., доцент, Пархоменко Л.О.², к.техн.н., доцент, Панчук О.В.², ст. викладач, Єна С.В.³, ст. викладач, Гордієнко О.П.³, ст. викладач

¹ Харківський національний університет ім. В.Н. Каразіна

² Український державний університет залізничного транспорту

³ Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків

ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ТЕПЛООБМІНУ У КАНАЛАХ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТЯГОВИХ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ

Ключові слова: тяговий електродвигун, система охолодження, конвективний теплообмін, коефіцієнт тепловіддачі, інтенсифікація теплообміну, стрічковий завихрювач, втрати тиску, потужність вентилятора системи охолодження.

Одним із напрямків розв'язання задачі підвищення теплотойми в елементах теплоенергетичного обладнання й системах охолодження транспортних засобів є штучна інтенсифікація процесів теплообміну за допомогою різних пристроїв. Найбільш поширеними є два такі напрямки інтенсифікації теплообміну: збільшення коефіцієнтів тепловіддачі за рахунок створення підвищених рівнів турбулентності зовнішнього потоку та використання поверхонь зі штучною шорсткістю. У першому випадку зростання рівня турбулентності досягається завдяки збуренням потоку, що направлені від ядра потоку, у другому – інтенсифікація теплообміну відбувається завдяки збуренням у пристінному шарі. У даний час немає єдиної точки зору щодо кращого способу інтенсифікації теплопереносу для широкого діапазону умов. Доцільність застосування того чи іншого методу визначають для кожного конкретного випадку окремо.

Заходи, за допомогою яких можна здійснити пристінну турбулізацію, різноманітні, однак, принцип їх дії – забезпечення зриву пограничного шару на стінці [1,2].

Заходи, що дозволяють здійснити закручування потоку у каналах, за конструктивними ознаками розподіляють на три види: гвинтові вставки, тангенціальні канали та стрічкові завихрювачі. Гвинтові вставки виготовляють у вигляді скрученої стрічки або шнека. Стрічкові завихрювачі мають такі переваги як простота виготовлення, невелика матеріаломісткість, можливість використання в існуючому теплообмінному обладнанні. Їх застосовують в котельній техніці, у системах регенеративного охолодження рідинних ракетних двигунів[3], у вертикальних трубчастих випарниках систем опріснення морської води [4] та іншому обладнанні теплотехнологічних схем.

Інтенсифікація процесів теплообміну у каналах системи охолодження тягових електродвигунів (ТЕД) при фіксованій площі поверхні теплообміну дозволяє зменшити необхідну швидкість руху охолоджуючого повітря у каналах, а отже, й зменшити потужність, що витрачається на прокачування повітря.

Метою роботи є визначення діапазону зміни витрат повітря для охолодження ТЕД в умовах застосування стрічкових завихрювачів для інтенсифікації процесів теплопереносу.

Системи охолодження ТЕД традиційно виконують у вигляді каналів круглого й прямокутного перерізів. Загальні характеристики систем охолодження деяких марок двигунів наведені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Конструктивні характеристики систем охолодження двигунів

Марка двигуна	Форма перерізу каналів, розміри	Кількість каналів	Довжина каналу, м	Витрати повітря, м ³ /с	Швидкість, м/с
ЕД-121А	прямокутник 11*23 мм	56	0,38	0,41	28,91
ЕД-118А,Б	коло, ∅ 27 мм	32	0,42	0,27	14,75
ГС-501А	прямокутник 11*28 мм	96	0,3	1,19	40,22
	коло, ∅ 23 мм	72	0,3	1,19	39,82

Для визначення коефіцієнтів теплообміну при турбулентному режимі руху у «гладких» циліндричних каналах використовують критеріальне рівняння [5]

$$Nu_o = 0,021 \cdot Re_o^{0,8} \cdot Pr_o^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_o}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (1)$$

де $Nu_o = \frac{\alpha_o \cdot d}{\lambda_o}$ – критерій Нуссельта; α_o – коефіцієнт тепловіддачі від стінок до повітря; d – діаметр (еквівалентний діаметр) каналу; λ_o – коефіцієнт теплопровідності повітря; Pr_o – критерій Прандтля для повітря при його середній температурі; Pr_{cm} – критерій Прандтля для повітря при температурі стінки.

Коефіцієнт гідравлічного опору при русі у «гладкій» циліндричній трубі обчислюють за допомогою формули [5]

$$\xi_o = \frac{0,316}{Re_o^{0,25}}. \quad (2)$$

Для визначення коефіцієнтів тепловіддачі у циліндричних каналах зі стрічковими завихрювачами у [6] запропоновано рівняння

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \left(1 + \frac{5,65 \cdot 10^4}{Re^{1,2}} \cdot \frac{d}{s} \right), \quad (3)$$

де Re – критерій Рейнольдса; Pr – критерій Прандтля для повітря при середній температурі; d – діаметр каналу; s – крок закручування завихрювача.

Коефіцієнт гідравлічного опору для вказаного випадку можна обчислити за формулою [6]

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

де ξ_o – коефіцієнт гідравлічного опору незакрученого потоку, який обчислюють за формулою (2).

Для визначення коефіцієнтів теплообміну при турбулентному режимі руху у прямокутному каналі з гвинтовою вставкою у [7] наведене критеріальне рівняння

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{n_1} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} \cdot A_3; \quad (5)$$

$$A_3 = \left(1 + \frac{h}{s} \right)^{14,05}; \quad n_1 = 1,727 - 0,927 \cdot \left(1 + \frac{h}{s} \right),$$

де h – ширина полоси.

Значення коефіцієнтів гідравлічного опору у прямокутному каналі зі стрічковим завихрювачем (гвинтовою вставкою) можна обчислити за формулою [7]

$$\xi = 0,334 \cdot \frac{A_2}{\text{Re}^{n_2}}; \quad (6)$$

$$A_2 = \left(1 + \frac{h}{s} \right)^{9,4}; \quad n_2 = 0,5 \cdot \left(1 + \frac{h}{s} \right) - 0,25.$$

Величини коефіцієнтів теплообміну та гідравлічного опору у каналі прямокутного перерізу без гвинтової вставки (у «гладкому» каналі) можна визначити відповідно за рівняннями (5) та (6) при підстановці до них значення $\frac{h}{s} = 0$.

Потужність вентилятора на прокачування повітря через систему охолодження електродвигуна обчислюють за формулою

$$N = \frac{V \cdot \Delta p}{\eta_B}, \quad (7)$$

де V – об’ємні витрати повітря; Δp – втрати тиску повітрям при його русі в каналі; η_B – коефіцієнт корисної дії вентилятора.

Втрати тиску повітрям в каналі без застосування інтенсифікаторів теплообміну становлять

$$\Delta p_o = \xi_o \cdot \left(\frac{l}{d} \right) \cdot \rho_o \cdot \frac{\omega_o^2}{2}, \quad (8)$$

де l – довжина каналу; ρ_o – питома вага охолоджуючого повітря при його середній температурі; ω_o – швидкість повітря.

Використовуючи рівняння нерозривності для потоку повітря й вираз для критерія Рейнольдса, формула для витрат повітря у «гладкому» каналі приймає вигляд

$$V_o = \text{Re}_o \cdot \rho_o \cdot f \cdot \frac{v_o}{d}, \quad (9)$$

де f – площа перерізу каналу; v_o – коефіцієнт кінематичної в’язкості повітря.

З урахуванням виразів (8), (9) розрахункова залежність (7) для «гладкого» каналу трансформується до вигляду

$$N_o = 0,167 \cdot l \cdot \text{Re}^{2,75} \cdot v_o^3 \cdot \frac{\rho_o^2}{d^4}. \quad (10)$$

Для каналу із гвинтовою вставкою необхідна для вентиляторів системи охолодження потужність дорівнює

$$N = 0,167 \cdot A_2 \cdot l \cdot \text{Re}^{3-n_2} \cdot v^3 \cdot \frac{\rho^2}{d^4}. \quad (11)$$

Ефективне застосування інтенсификаторів теплообміну визначається умовою $\frac{N}{N_o} < 1$, з якої після перетворень можна отримати вираз для значення критерію Рейнольдса закрученого потоку у прямокутному каналі, необхідне для реалізації ощадних умов тепловідведення

$$\text{Re}_1 < \frac{\text{Re}_o^{2,75 \cdot k_1} \cdot \left(\frac{\rho}{\rho_o}\right)^2 \cdot \left(\frac{v}{v_o}\right)^{3 \cdot k_1}}{A_2^{k_1}}, \quad (12)$$

де $k_1 = \frac{1}{3-n_2}$.

Величина Re_1 характеризує максимально можливе значення критерія при організації режимів охолодження. Мінімально можливе значення критерія Рейнольдса можна знайти з умови $\frac{N}{N_o} \geq 1$. Після перетворень маємо

$$\text{Re}_2 < \frac{\text{Re}_o^{0,8 \cdot k_2}}{A_3^{k_2}}, \quad (13)$$

де, $k_2 = \frac{1}{n_1}$.

Область значень $\text{Re}_1 < \text{Re} \leq \text{Re}_2$ визначає діапазон зміни параметрів повітря для режимів охолодження ТЕД при вказаних умовах. На рисунку 1 наведені результати обчислень за формулами (12), (13) за умови, що теплофізичні властивості повітря у каналі з інтенсификатором теплообміну такі ж самі, як і у гладкому каналі, тобто $\rho = \rho_o$, $v = v_o$. Як видно з наведених даних, застосування стрічкових завихрювачів для інтенсифікації теплообміну у прямокутних каналах ТЕД дозволяє зменшити потужність, що витрачається для приводу вентиляторів системи охолодження. Зменшення потужності слід очікувати при використанні вставок всіх розглянутих геометричних параметрів. Однак, для завихрювачів з меншими значеннями відносних кроків скрутки діапазон можливих значень чисел Рейнольдса помітно менше, ніж для завихрювачів з більшими значеннями $\frac{h}{s}$.

Для каналів круглого перерізу співвідношення потужності на прокачування повітря для каналу зі вставкою й «гладкого» каналу, отримані з використанням рівнянь (2), (4) має вигляд

$$\frac{N}{N_o} = \left[1 + 14,35 \cdot \left(\frac{d}{s} \right)^4 \right] \cdot \left(\frac{Re}{Re_o} \right)^3 \cdot \left(\frac{\rho}{\rho_o} \right)^2 \cdot \left(\frac{v}{v_o} \right)^3 < 1, \quad (14)$$

з якого видно, що необхідне забезпечення нерівності

$$\frac{Re_1}{Re_o} < \left[1 + 14,35 \cdot \left(\frac{d}{s} \right)^4 \right]^{-0,33} \cdot \left(\frac{v}{v_o} \right)^{-1} \cdot \left(\frac{\rho}{\rho_o} \right)^{-0,66} . \quad (15)$$

Мінімальні значення критерію Рейнольдса, при яких забезпечуються умови надійного тепловідведення у циліндричних каналах, визначаються нерівністю

$$\frac{Re_2}{Re_o} \geq \left(1 + \frac{5,64 \cdot 10^4}{Re_o^{1,2}} \cdot \frac{d}{s} \right)^{-1,25} . \quad (16)$$

Діапазон можливих режимних параметрів системи охолодження, що виготовлена з використанням циліндричних каналів, показано на рисунку 1. Внаслідок того, що використання стрічкових інтенсифікаторів є більш ефективним у не круглих каналах, діапазон зміни можливих значень числа Рейнольдса для циліндричних каналів помітно менше, ніж для каналів прямокутного перерізу.

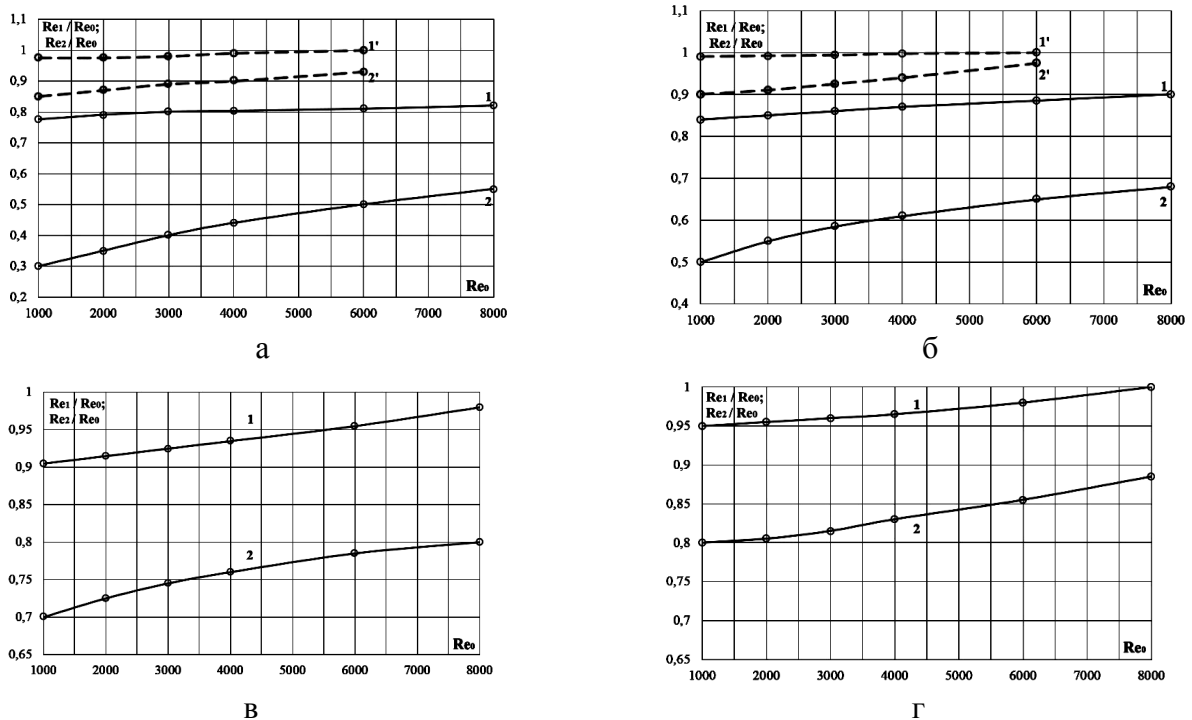


Рисунок 1 – Значення чисел Рейнольдса, які забезпечують зменшення потужності на прокачування(1, 1') та надійне охолодження(2, 2')

$$а - \frac{h}{s} = 0,167; \quad б - \frac{h}{s} = 0,1; \quad в - \frac{h}{s} = 0,05; \quad г - \frac{h}{s} = 0,033;$$

1,2 – канали прямокутного виконання; 1',2' – канали циліндричної форми

Висновки

1. Показано доцільність використання скручених стрічок для інтенсифікації теплообміну у каналах систем охолодження тягових електродвигунів.
2. На підставі аналізу експериментальних даних різних авторів для закручених потоків отримано значення величини критерію Рейнольдса для потоку повітря у каналах круглого та прямокутного перерізу, при яких ефективно використання вказаного способу інтенсифікації теплообміну.
3. У порівнянні з каналами прямокутного перерізу ефективність стрічкових завихрювачів у каналах прямокутного перерізу вище.

Література

1. Э.К. Калинин Интенсификация теплообмена в каналах / Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. – М.: Машиностроение, 1979. – 220 с.
2. Павловський В.Г. Особливості гідродинаміки і теплообміну в некруглих каналах / Монографія. – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – 104 с.
3. R. Thorsen, F. Landis. Friction and Heat Transfer Characteristics in Turbulent Swirl Flow Subjected to Large Transverse Temperature Gradients. Heat Transfer, Vol. 90(1), Feb 01 1968, pp. 87-97. doi:10.1115/1.3597466
4. Bergles A.E. Enhancement of Heat Transfer / Sixth International Heat Transfer Conference, Toronto, Vol. 1, 1978, pp. 89–108.
5. Теплотехнический справочник / Под общ. ред. В.Н. Юренева, П.Д. Лебедева. т.2, изд. 2-е, перераб. – М.: Энергия, 1976. – 896 с.
6. М.Х. Ибрагимов Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при винтовом движении жидкости в трубе / Ибрагимов М.Х., Номофилов Е.В., Субботин В.И. – Теплоэнергетика, – 1961. – №7 – с. 57–60.
7. Алексахин А.А., Дрейцер Л.С., Бондаренко В.С., Торчинская И.Т. Повышение интенсивности теплообмена в аксиальных каналах шихтованных сердечниках тяговых электрических машин с помощью ленточных завихрителей / Вестник Харьк. политехн. ин-та «Электромашиностроение и автоматизация промышленных предприятий, – 1988. – вып. 13, – № 255 – с. 57–63.
8. Алексахин А.А. Гидравлическое сопротивление прямоугольного канала с ленточными завихрителями / Рукопись депонирована в УкрНИИНТИ 18.05.1984. – № 869-Ук-Д84-Деп. – 8 с.

Bibliography (transliterated)

1. E.K. Kalinin Intensifikatsiya teploobmena v kanalah / Kalinin E.K., Dreytser G.A., Yarho S.A. – M.: Mashinostroenie, 1979. – 220 p.
2. Pavlovs`kyj V.G. Osobly`vosti gidrody`namiky` i teploobminu v nekrugly`x kanalah / Monografiya. – Xarkiv: NTU «XPI», 2006. – 104 p.
3. R. Thorsen, F. Landis. Friction and Heat Transfer Characteristics in Turbulent Swirl Flow Subjected to Large Transverse Temperature Gradients. Heat Transfer, Vol. 90(1), Feb 01 1968, pp. 87-97. doi:10.1115/1.3597466.
4. Bergles A.E. Enhancement of Heat Transfer / Sixth International Heat Transfer Conference, Toronto, Vol. 1, 1978, pp. 89–108.
5. Teplotehnicheskiy spravochnik / Pod obsch. red. V.N. Yureneva, P.D. Lebedeva. t.2, izd. 2-e, pererab. – M.: Energiya, 1976. – 896 p.

6. M.H. Ibragimov Teplootdacha i gidravlichesкое soprotivlenie pri vintovom dvizhenii zhidkosti v trube / Ibragimov M.H., Nomofilov E.V., Subbotin V.I. – Teploenergetika, – 1961. – №7 – P. 57–60.

7. Aleksakhin A.A., Dreytser L.S., Bondarenko V.S., Torchinskaya I.T. Povyishenie intensivnosti teploobmena v aksialnyih kanalah shihtovannyih serdechnikah tyagovyih elektricheskikh mashin s pomoschyu lentochnyih zavihriteley / Vestnik Hark. politehn. in-ta «Elektromashinostroenie i avtomatizatsiya promyshlennyih predpriyatiy, – 1988. – vyip. 13, – № 255 – P. 57–63.

8. Aleksakhin A.A. Gidravlichesкое soprotivlenie pryamougolnogo kanala s lentochnyimi zavihritelyami / Rukopis deponirovana v UkrNIINTI 18.05.1984. – № 869-Uk-D84-Dep. – 8 p.

УДК 658.264

Алексахин А.А.¹, к.техн.н., доцент, Пархоменко Л.О.², к.техн.н., доцент, Панчук О.В.², ст. преподаватель, Ена С.В.³, ст. преподаватель, Гордиенко Е.П.³, ст. преподаватель,

¹ Харьковский национальный университет им. В.Н. Каразина

² Украинский государственный университет железнодорожного транспорта

³ Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

В работе рассмотрена эффективность использования скрученных лент для интенсификации теплообмена в каналах системы охлаждения тяговых электродвигателей. На основе анализа экспериментальных данных ряда авторов получены формулы для вычисления критерия Рейнольдса для воздуха в круглых и прямоугольных каналах, при которых использование указанного способа интенсификации теплообмена обеспечивает уменьшение мощности вентиляторов системы охлаждения двигателей.

Aleksakhin O.O., Parkhomenko L.O., Panchuk O.V., Yena S.V., Hordienko O.P.

INTENSIFICATION OF HEAT EXCHANGE IN CHANNELS OF SYSTEM COOLING FOR TRACTION ELECTRIC MOTORS

The efficiency of twisted ribbons using for the intensification of heat transfer in the channels of the cooling system of traction motors is considered. The analysis of the experimental data of a number of authors is presented. The formulas for Reynolds criterion for air in circular and rectangular channels are obtained. It is proved that this method of heat exchange intensification reduces the power of the fans of the engine cooling system.