



УКРАЇНА

(19) UA

(11) 151017

(13) U

(51) МПК

F28F 1/40 (2006.01)

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ  
ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО  
"УКРАЇНСЬКИЙ ІНСТИТУТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ"

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

<p>(21) Номер заявки: <b>u 2021 06653</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>24.11.2021</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: <b>26.05.2022</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: <b>25.05.2022, Бюл.№ 21</b></p>	<p>(72) Винахідник(и): <b>Алексахін Олександр Олексійович (UA), Панчук Олексій Вікторович (UA)</b></p> <p>(73) Володілець (володільці): <b>УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ, площа Фейербаха, 7, м. Харків, 61050 (UA)</b></p> <p>(74) Представник: <b>(РЕКТОР УНІВЕРСИТЕТУ) ПАНЧЕНКО СЕРГІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ</b></p>
---	---

**(54) ЦИЛІНДРИЧНА ТЕПЛОБІННА ТРУБА**

**(57) Реферат:**

Теплообмінна труба містить встановлену всередині спіральну стрічку, довжина якої дорівнює довжині труби, а ширина стрічки дорівнює діаметру труби  $d$ . Форма труби циліндрична, а відносний крок закрутки стрічки  $S/d$  становить  $(0,0144t_{ст}-1,12)^{-1} < S/d < (0,0055t_{ст}-0,38)^{-1}$ .

UA 151017 U

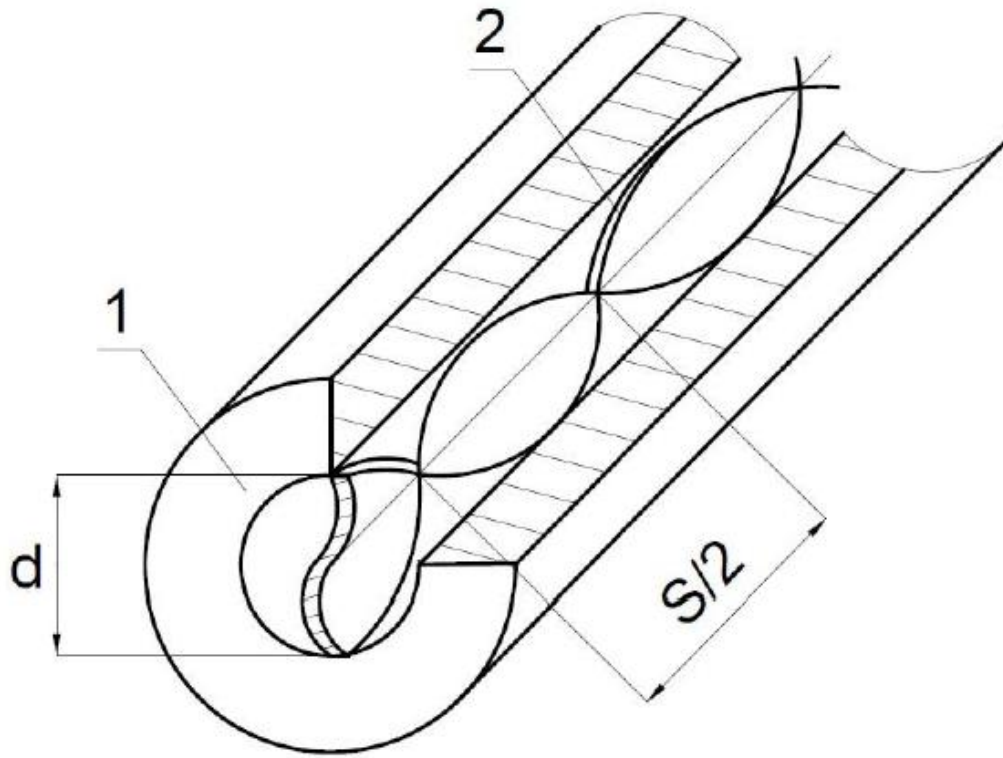


Fig. 1

Корисна модель належить до пристроїв для інтенсифікації теплопереносу у каналах, а саме у системах охолодження енергетичного обладнання, у криогенній техніці.

Відомий пристрій, вибраний як найближчий аналог, у вигляді спіральної стрічки для інтенсифікації теплообміну у каналах прямокутного перерізу зі співвідношенням довжин сторін  $1/2-1/3$ , який при співвідношенні величини кроку закрутки стрічки  $S$  і ширини стрічки  $h$  у діапазоні значень  $S < 8 < h$  забезпечує мінімальну потужність вентиляторів системи охолодження обладнання.

Недоліками найближчого аналога є відсутність врахування значення потрібної температури поверхні каналу системи охолодження та відсутність забезпечення мінімальної потужності вентиляторів системи охолодження з циліндричними каналами.

Задачею корисної моделі є інтенсифікація теплообміну у циліндричному каналі при турбулентному режимі руху теплоносія.

Поставлена задача вирішується тим, що теплообмінна труба містить встановлену всередині спіральну стрічку, довжина якої дорівнює довжині труби, а ширина стрічки дорівнює діаметру труби  $d$ , згідно з корисною моделлю, форма труби циліндрична, а відносний крок закрутки стрічки  $S/d$  становить  $(0,0144t_{ст}-1,12)^{-1} < S/d < (0,0055t_{ст}-0,38)^{-1}$ .

На фіг. 1 наведено вигляд теплообмінної труби. Циліндрична теплообмінна труба 1 має розміщену всередині неї по всій довжині спіральну стрічку 2. Кріплення спіральної стрічки 2 у трубі 1 можна здійснити за допомогою підшипникових опор, або за допомогою пружних дротових упорів, що встановлені на спіральній стрічці 2, засобом, який є більш доцільним до умов конкретної системи охолодження.

На фіг. 2 наведені результати обчислень зміни швидкості охолоджуючого повітря залежно від відносного кроку закрутки спіральної стрічки ( $S/d$ ). Цифрами 3, 4, 5 на фіг.2 позначено криві для значень температури стінки каналу  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $110\text{ }^{\circ}\text{C}$  відповідно. Як свідчать наведені дані, при встановленні у каналі спіральної стрічки зниження швидкості охолоджуючого повітря спостерігається у широкому діапазоні температур стінки каналу.

На фіг. 3 суцільними лініями 6, 7, 8 показано зміну відносних втрат тиску у каналах системи охолодження залежно від відносного кроку стрічки ( $\Delta P$  - втрати тиску у каналі зі стрічковим завихрювачем,  $\Delta P_0$  - втрати тиску у каналі без завихрювача), штриховою лінією 9 позначено відносну зміну коефіцієнта гідравлічного опору каналу зі спіральною стрічкою. Цифрами 6, 7, 8 на фіг.3 позначено криві для значень температури стінки каналу  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

На фіг. 4 наведені лінії залежності зміни потужності вентилятора, яка витрачається для забезпечення руху повітря у каналі, залежно від зміни кроку закрутки стрічки.  $N_1$  - потужність вентиляторів при використанні спіральної стрічки;  $N_0$  те ж саме при відсутності спіральної стрічки. Цифрами 10, 11, 12, 13 позначено лінії зміни відносних витрат потужності для забезпечення температури стінки каналу  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $105\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $110\text{ }^{\circ}\text{C}$  відповідно.

Оцінку ефективності використання у системах охолодження завихрювачів у вигляді спіральних стрічок залежно від відносного кроку закрутки  $S/d$  проведено при умові забезпечення однакових значень коефіцієнтів тепловіддачі від стінок труби до охолоджуючого теплоносія у трубі без спіральної стрічки і у трубі зі спіральною стрічкою. Швидкість руху охолоджуючого теплоносія  $i$ , відповідно, коефіцієнти тепловіддачі визначають з умови забезпечення потрібної температури стінок труби. Наприклад, для сердечників тягових електродвигунів для нормальної роботи електроізоляції температура не повинна перевищувати  $100-120\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Температуру стінки труби ( $t_{ст}$ ) можна визначити за формулами

$$Q = \alpha F(t_{ст} - t_{ср}),$$

$$Q = WfC(t_{вих} - t_{вх}), \quad (1)$$

де  $Q$  - теплове навантаження на один канал системи охолодження;

$\alpha$  - коефіцієнт тепловіддачі від стінок труби до охолоджуючого теплоносія;

$F$  - площа поверхні теплообміну каналу;

$t_{ср} = 0,5(t_{вих} + t_{вх})$  - середня температура охолоджуючого теплоносія у каналі;

$t_{вх}$ ,  $t_{вих}$  - температура теплоносія відповідно на вході до каналу й на виході з каналу;

$w$  - середня у перетині каналу швидкість охолоджуючого теплоносія;

$f$  - площа перетину каналу;

$C$  - питома теплоємність охолоджуючого теплоносія.

Коефіцієнти теплообміну у циліндричному каналі із спіральною стрічкою обчислено за формулою (1)

$$Nu_1 = 0,021 * Re_1^{0,8} * Pr_1^{0,43} * A_3 \quad (2)$$

$$A_3 = \left( 1 + \frac{5,65 \cdot 10^4}{\text{Re}^{1,2}} \cdot \frac{d}{s} \right),$$

де  $Nu_1 = \alpha_1 \cdot d / \lambda_1$  - узагальнений коефіцієнт теплообміну (критерій Нуссельта);

$\lambda_1$  - коефіцієнт теплопровідності охолоджуючого теплоносія;

$\text{Re}_1 = W_1 d / \nu$  - критерій Рейнольдса;

5  $W_1$  - середня швидкість охолоджуючого теплоносія у перетині каналу із спіральною стрічкою;

$\nu$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості охолоджуючого теплоносія;

$\text{Pr}_1$  - критерій Прандтля для охолоджуючого теплоносія.

10 Коефіцієнти теплообміну у циліндричному каналі без спіральної стрічки обчислено за формулою М.А. Міхеєва [2]

$$Nu_0 = \frac{\alpha_0 \cdot d}{\lambda_0} = 0,021 \cdot \text{Re}_0^{0,8} \cdot \text{Pr}_0^{0,43}, \quad (3)$$

де  $\text{Re}_0 = W_0 d / \nu$ ;

$\text{Pr}_0$  - критерії Рейнольдса і Прандтля для потоку охолоджуючого теплоносія у каналі без спіральної стрічки;

15  $W_0$  - середня швидкість охолоджуючого теплоносія у каналі без спіральної стрічки,

$\lambda_0$  - коефіцієнт теплопровідності охолоджуючого теплоносія у каналі без спіральної стрічки.

Із умови забезпечення однакових коефіцієнтів теплообміну у каналі без спіральної стрічки і каналі зі спіральною стрічкою  $\alpha_1 = \alpha_0$  співвідношення швидкостей  $W_1$  і  $W_0$  має вигляд

$$W_1 = \frac{W_0}{A_3^{1,25}} \quad (4).$$

20 Тому що значення коефіцієнта  $A_3$  більше одиниці, встановлення стрічкового завихрювача у каналі системи охолодження дозволяє забезпечити такі самі коефіцієнти тепловіддачі як у каналі без завихрювача при менших швидкостях охолоджуючого теплоносія, що обумовлює зменшення потужності електродвигуна на привід вентиляторів системи охолодження. Потужність вентиляторів обчислено за формулою

$$N = \frac{W \cdot f \cdot \Delta P}{\eta_e}, \quad (5)$$

25 де  $\Delta P = \xi \cdot \rho \cdot W^2 / 2$  - втрати тиску у каналі;

$\xi$  - коефіцієнт гідравлічного опору;

$\rho$  - густина охолоджуючого теплоносія;

$\eta_e$  - коефіцієнт корисної дії вентилятора.

30 Коефіцієнт гідравлічного опору у каналі зі спіральною стрічкою обчислено за наведеною в [1] формулою

$$\xi_1 = \xi_0 \left[ 1 + 14,35 \left( \frac{d}{s} \right)^4 \right], \quad (6)$$

де  $\xi_0$  - коефіцієнт гідравлічного опору у каналі без спіральної стрічки, який обчислено за наведеною в [3] формулою

$$\xi_0 = \frac{0,316}{\text{Re}_0^{0,25}} \quad (7)$$

35 Як свідчать наведені на фіг. 2 дані, при встановленні у каналі спіральної стрічки зниження

швидкості охолоджуючого повітря спостерігається у широкому діапазоні температур стінки каналу. При цьому при менших значеннях кроку закрутки стрічки  $S/d$  спостерігається більш помітне зниження швидкості руху охолоджуючого теплоносія. З наведених на фіг. 3 результатів обчислень видно, що при зменшенні відносного кроку закрутки стрічки  $S/d$  спостерігається зростання коефіцієнта гідравлічного опору і втрат тиску повітрям при русі у трубі. Таким чином, зменшення кроку закрутки стрічки веде з одного боку до зменшення необхідної швидкості охолоджуючого повітря, з другого боку - до зростання втрат тиску. Це відповідним чином відбивається на характері зміни потужності вентилятора, яка витрачається для забезпечення руху повітря у каналі (фіг. 4). Наведені на фіг.4 результати обчислень показують, що залежно від величини  $S/d$  у широкому діапазоні зміни температури стінки каналу потужність вентилятора для системи охолодження з встановленими стрічковими завихрювачами може бути менше чи більше потужності вентилятора для системи охолодження без стрічкових завихрювачів. Таким чином, існують значення величини  $S/d$ , при яких забезпечується мінімальна потужність вентилятора охолодження, яка залежить від температури стінки каналу  $t_{ст}$ .

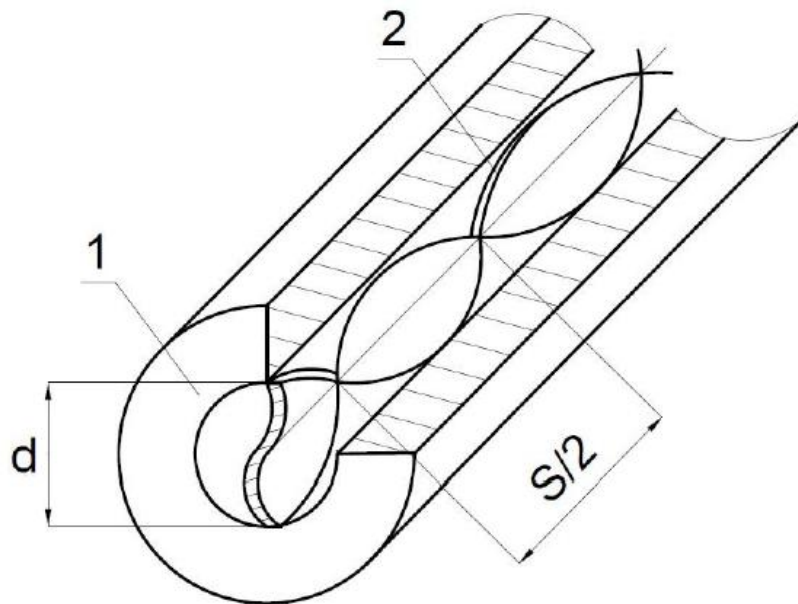
Технічний результат корисної моделі полягає у тому, що використання у циліндричних каналах спіральних стрічок з кроком закрутки стрічки  $(0,0144t_{ст}-1,12)^{-1} < S/d < (0,0055t_{ст}-0,38)^{-1}$  забезпечує найменшу потужність вентилятора для прокачування повітря через канали системи охолодження сердечника тягового електродвигуна: на 3-38 % залежно від теплового навантаження і потрібної температури поверхні каналу.

Джерела інформації:

1. Ибрагимов М.Х., Номофилов Е.В., Субботин В.И. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при винтовом движении жидкости в трубе. - Теплоэнергетика, 1961, № 7.
2. В.П. Исаченко Теплопередача /В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. - М.: Энергия, 1965. - 424 с.
- 3.Справочник по гидравлике /под общ. ред. В.А. Большакова. - К.: Вища школа, 1984. - 368 с.

#### ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Теплообмінна труба, що містить встановлену всередині спіральну стрічку, довжина якої дорівнює довжині труби, а ширина стрічки дорівнює діаметру труби  $d$ , яка **відрізняється** тим, що форма труби циліндрична, а відносний крок закрутки стрічки  $S/d$  становить  $(0,0144t_{ст}-1,12)^{-1} < S/d < (0,0055t_{ст}-0,38)^{-1}$ .



Фиг. 1

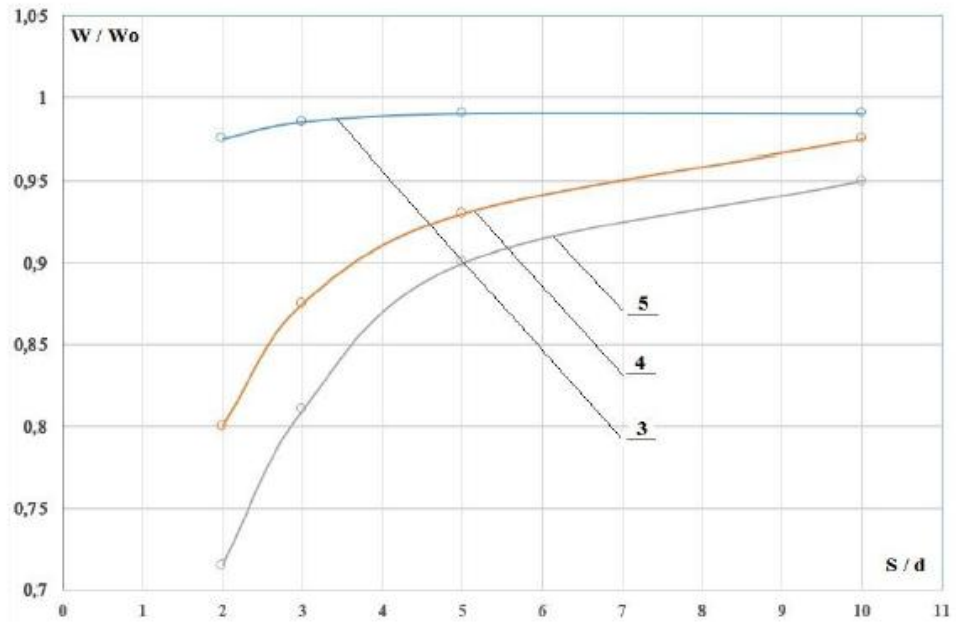


Fig. 2

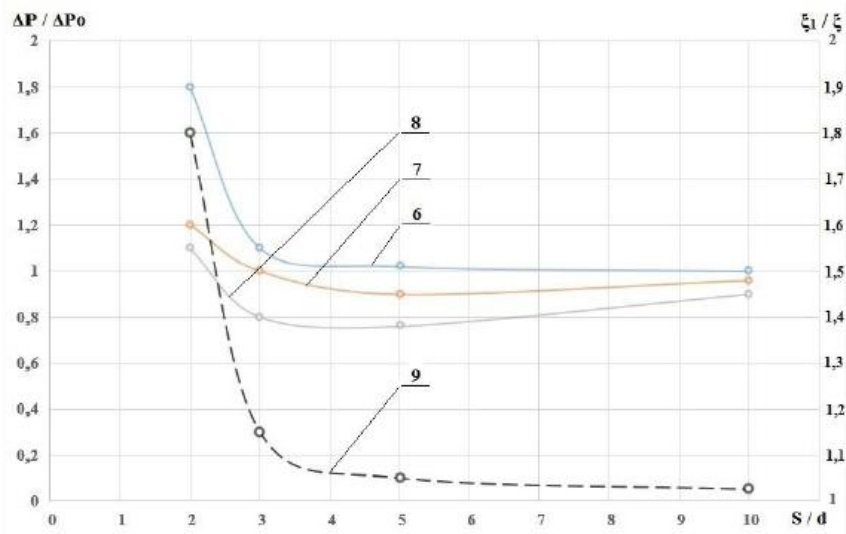
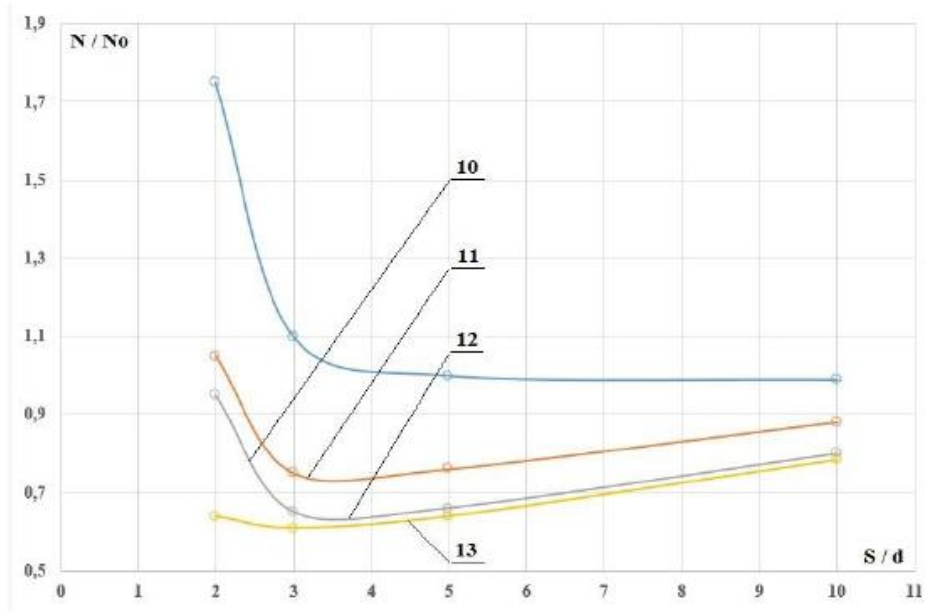


Fig. 3



Фіг. 4