Гевко Ів., Пономаренко С., Палюх А. Обґрунтування параметрів гвинтових теплообмінників // Вісник ТДТУ. – 2008. - Том 13. - №4. – ст.. 89-93. – (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).

УДК 621.82

Ів. Гевко, канд. техн. наук; С. Пономаренко; А. Палюх

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

Наведено нові конструкції гвинтових теплообмінників, їх характеристики, які базуються на нових технологічних схемах роботи. Подано теоретичні залежності для вибору типів теплообмінників за безрозмірними параметрами – габаритності та швидкохідності, а також рекомендації, щодо їх проектування та застосування. Виведено аналітичні залежності для визначення зусилля згину гвинтового соленоїда формувальним роликом, а також значення моменту від внутрішнього радіуса соленоїда.

Iv. Gevko, S. Ponomarenko, A. Palyuh

GROUND OF PARAMETERS OF SPIRAL HEAT EXCHANGER

The new constructions of spiral heat exchanger, their descriptions which are based on the new flow sheets of work, are resulted. Theoretical dependences are given for the choice of types of heat exchanger after dimensionless parameters – to the size and high-speediness, and also to recommendation, in relation to their planning and application. Analytical dependences are shown out for determination of effort of bend of spiral solenoid by a forming roller, and also value of moment from the internal radius of solenoid.

Умовні позначення

n_y – швидкохідність вентилятора, м/с;
D_y – габаритність вентилятора, мм;
φ – коефіцієнт продуктивності;
ψ – коефіцієнт тиску;
n – частота обертання вентилятора, об/хв;
u – колова швидкість вентилятора, м/с;
D – діаметр вентилятора, мм;
Q – продуктивність теплообмінника, м^3/хв;
p_v – повний тиск теплообмінника, МПа;
p – статичний тиск у даній точці потоку, Па;
$K_м$ – коефіцієнт, що враховує конструктивні виконання оправки;
l – відстань від центра оправки до центра формувального ролика, мм;
μ_p – приведений коефіцієнт тертя між роликом та трубою;
S_0 – початкова товщина стінки, мм;
dl_0 – елементарна довжина труби, мм;
$d\varphi$ – елементарний кут, на який проходить навивання труби елементарної довжини dl_0, град;
S_1 – кінцева товщина стінки, мм;
$\lambda_в$ – коефіцієнт потужності, яку споживає вентилятор;
η – коефіцієнт корисної дії;
λ – відносне видовження матеріалу;
M_σ – згинний момент формоутворення соленоїда, Нм;
r_1, r_2 – радіус соленоїда по внутрішній стінці, мм;
r_3 – зовнішній радіус соленоїда, мм;
r – радіус оправки, на яку навивається соленоїд, мм;
s_0 – початкова товщина стінки, мм;
r_n – нейтральний радіус напруження, мм;
N – потужність приводу теплообмінника, кВт.

Постановка проблеми. Гвинтові теплообмінники широко використовуються для нагрівання промислових, сільськогосподарських, будівельних приміщень, теплиць тощо. Вимоги до вентиляторів і теплообмінників змінюються з появою нових об’єктів і технологічних процесів. При цьому часто існуючі конструкції теплообмінників не в

повній мірі відповідають вимогам часу і потребують удосконалення конструкції і їх технологічних схем, які забезпечуються отримання заданих теплових, аеродинамічних, вагових і габаритних параметрів при високому коефіцієнті корисної дії. Одночасно повинні бути розроблені система нагрівання, подачі нагрітої рідини в зону вентилятора, вхідні й вихідні патрубки, з'єднання вентилятора з тепловою сіткою, від яких в значній мірі залежить ефективність теплообмінника. Тому тема їх проектування і технологія виготовлення є актуальною і має важливе народногосподарське значення.

Аналіз результатів дослідження. Дослідженням динаміки аеродинамічних машин присвячені роботи [1, 2, 3]. Праці Брусіловського І.В., Бушеля А.Р., Полякова В.В., Скворцова Л.С., Виноградова С.Н. описують дослідження осьових вентиляторів, але без відповідного теплового нагрівання повітря. Тому цілий ряд питань, що стосуються проектування гвинтових теплообмінників з системою тепловідбору та тепловіддачі, залишилися не вирішеними і потребують подальшого розгляду.

Мета роботи. Тому метою роботи є розробка конструкцій гвинтових теплообмінників з виведенням аналітичних залежностей для визначення конструктивних параметрів за безрозмірними характеристиками, а також аналітичних залежностей для визначення силових, конструктивних і технологічних параметрів соленоїдів і нагрівальних елементів теплообмінників.

Робота виконується згідно з Постановою Кабінету Міністрів України «Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентноздатною технікою» на 2004–2008 роки.

Реалізація роботи. Теплообмінник гвинтовий універсальний зображено на рисунку 1, який виконано у вигляді рами 1, на якій жорстко встановлені всі вузли і механізми. До рами жорстко закріплено циліндричний колектор 2, всередині якого встановлено робоче колесо у вигляді гвинтового елемента 3, який жорстко закріплений зверху до зовнішньої труби 9 з можливістю кругового обертання.

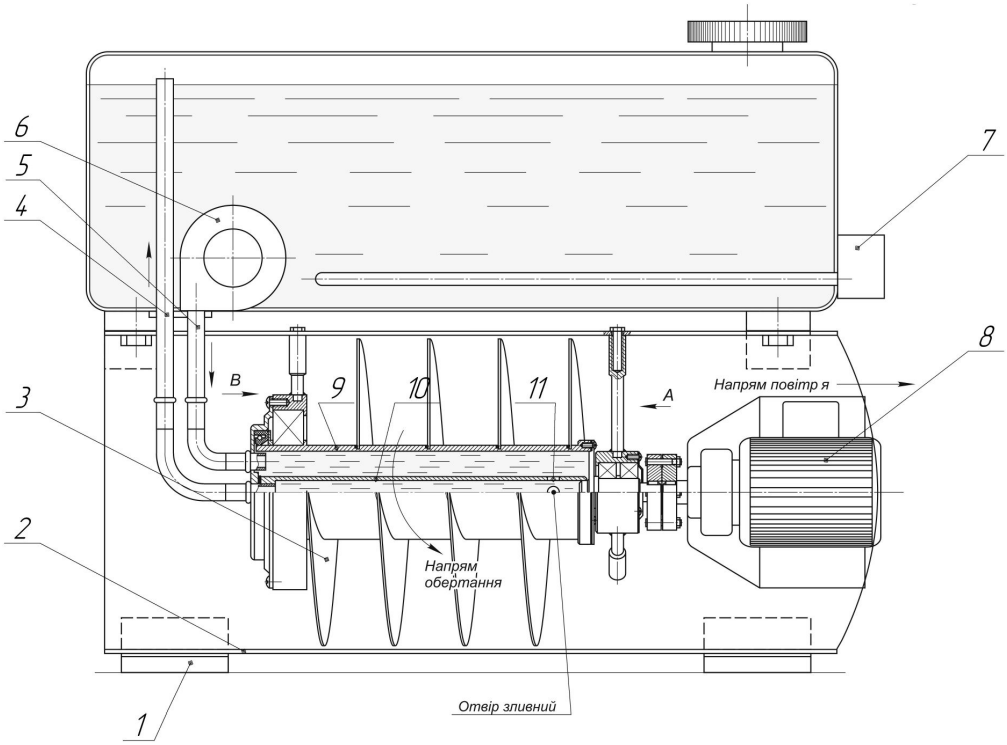

Рисунок 1 – Конструктивно-компонувальна схема теплообмінника гвинтового універсального:
1 – рама; 2 – циліндричний колектор; 3 – гвинтовий елемент; 4 – зливна труба;
5 – труба подачі нагрітої води; 6 – насос; 7 – нагрівальний елемент; 8 – мотор-редуктор;
9 – зовнішня труба; 10 – внутрішня труба; 11 – радіальні канали

Робота теплообмінника гвинтового універсального здійснюється наступним чином. В бачок заливають рідину, вмикають нагрівальний елемент 7, після нагрівання рідини вмикають насос 6 і мотор-редуктор 8. Нагріта рідина під дією насоса 6 поступає в середину зовнішньої труби 9, яка нагрівається, нагріває гвинтовий елемент 3 і прогріває повітря в середині колектора 2. Після цього гвинтовий елемент, обертаючись, подає тепле повітря в необхідну зону – в приміщення, обігрівання стін, деталей, які фарбують, та інше. При цьому тепла вода, яка пройшла по радіальних каналах 11 і охолола, поступає у внутрішню трубу 10 і по зливній трубі зливається в бачок.

На рисунку 2 представлено другу конструктивно-компонувальну схему дахового осьового вентилятора, який виконано у вигляді рами 1, на якій жорстко встановлені всі вузли і механізми. До рами жорстко закріплено конічний колектор 11, в середині в центрі якого встановлено електродвигун 2, вісь якого співпадає з віссю конічного колектора.

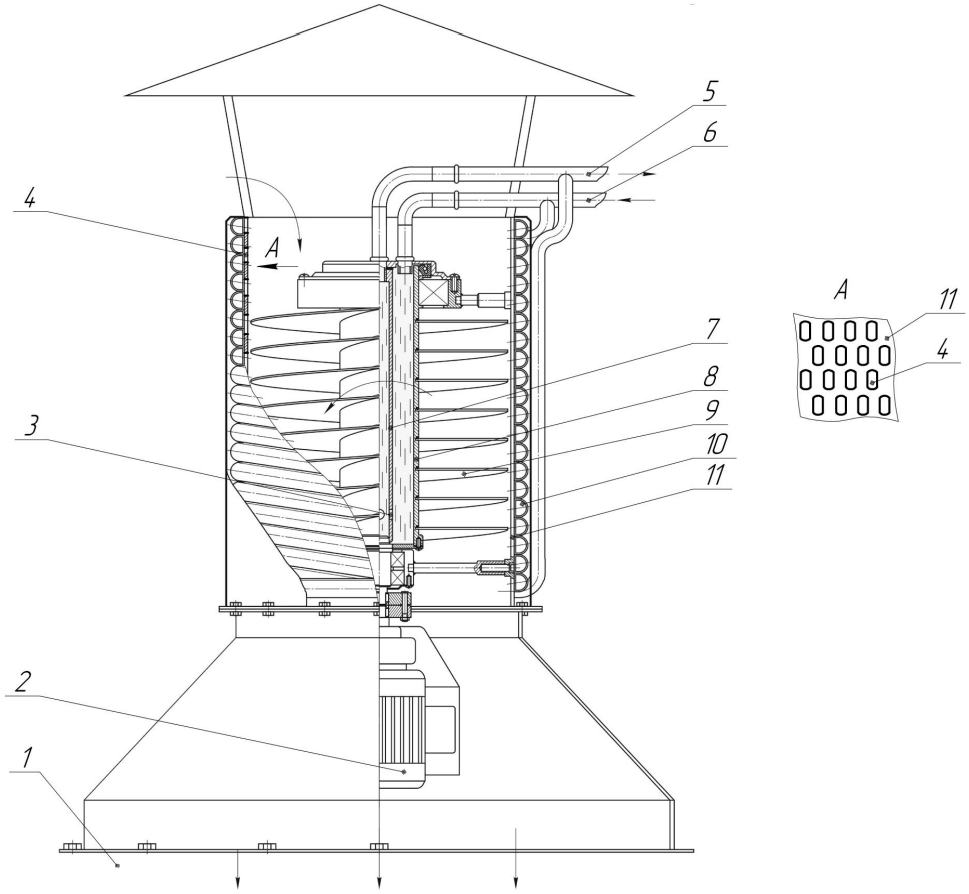

Рисунок 2 – Конструктивно-компонувальна схема дахового осьового вентилятора:
1 – рама; 2 – мотор-редуктор; 3 – радіальні отвори; 4 – еліпсні отвори; 5 – зливна труба;
6 – труба подачі; 7 – внутрішня труба; 8 – зовнішня труба; 9 – гвинтовий елемент;
10 – гвинтовий соленоїд; 11 – колектор

Робота дахового осьового гвинтового теплообмінника здійснюється наступним чином. В бачок заливають рідину, включають нагрівальний елемент, після нагрівання рідини вмикають насос і мотор-редуктор 2. Нагріта рідина під дією насоса поступає в середину зовнішньої труби 8, яка нагрівається, нагріває гвинтовий елемент 9 і прогріває повітря в середині колектора 11.

Крім цього, нагріта рідина поступає у гвинтовий соленоїд 10, а нагріте повітря через еліпсні отвори 4 поступає в середину колектора 11. Після цього гвинтовий елемент, обертаючись, подає тепле повітря в необхідну зону – в приміщення, обігрівання стін, деталей, які фарбують, та інше. При цьому тепла вода, яка пройшла по радіальних каналах 3 і охолола, поступає у внутрішню трубу 7 і по зливній трубі 5 зливається в систему для подальшого нагрівання.

До переваг представлених дахових гвинтових теплообмінників відноситься розширення технологічних можливостей їх використання як об'єктів змінного місцезнаходження і нагрівання різних об'єктів, деталей, сушіння насіння, соломи, стін тощо.

Важливими параметрами теплообмінників є значення швидкохідності n_y, а також габаритності D_y, які характеризують тип теплообмінника і в певній мірі деякі його експлуатаційні і конструктивні особливості.

Для розрахунку швидкохідності n_y та габаритності D_y гвинтового теплообмінника використаємо відомі залежності [1]:

$$n_y = \frac{Q^{1/2}}{p_v^{3/4}} n; \quad n_y = 138 \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}}; \tag{1}$$

$$D_y = \frac{p_v^{3/4}}{Q^{1/2}} D; \; D_y = 0{,}56 \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}}. \tag{2}$$

Те, що швидкохідність n_y та габаритність D_y, виражені через розмірні величини Q (продуктивність теплообмінника) та p_v (повний тиск теплообмінника), і їх коефіцієнти мають відповідно одне і те ж числове значення, робить їх достатньо зручними для вибору теплообмінника за безрозмірною характеристикою.

При відомих значеннях D, n і ρ безрозмірна характеристика, що визначається коефіцієнтами φ, ψ, λ, η, перераховується в розмірну за допомогою виразів для цих коефіцієнтів наступним чином:

$$\left.\begin{aligned} Q &= \varphi \pi D^2 u / 4 = 4{,}11 \cdot 10^{-2} D^3 n \varphi; \\ p_v &= \psi \rho u^2 / 2 = 13{,}45 \cdot 10^{-2} \rho D^2 n^2 \psi; \\ N &= \lambda_{\hat{a}} \rho \pi D^2 u^3 / 8 = 0{,}55 \cdot 10^{-6} \rho D^5 n^3 \lambda. \end{aligned}\right\}. \tag{3}$$

Якщо безрозмірна характеристика представлена за статичним тиском ψ_s або відноситься до установки з ψ_s' або ψ', то замість p_v відповідно будуть отримані p^*_{sv} або p'_v.

ККД η (або η_s, η_s', η') при значеннях Q, що відповідають певним значенням φ, не зміняться. Після розрахунку розмірної характеристики підраховується число $\mathrm{Re}=b\omega_1/\nu$ і співставляється з числом Re, якому відповідає безрозмірна характеристика. При необхідності розмірна характеристика коректується шляхом використання результатів за впливом числа Re (число Рейнольдса).

Для підвищення ефективності теплообмінника по зовнішній поверхні кожуха навито соленоїд з труби прямокутного поперечного січення, тому при проектуванні необхідно визначити зусилля формоутворення соленоїда.

Зусилля згину труби роликом знаходимо за виразом:

$$P = \frac{M_\sigma}{K_м (l + \mu_p \cdot r_3)}. \tag{4}$$

Особливу увагу слід приділити зміні товщини стінок труби заготовки під час навивання. Оскільки стінки труби на зовнішньому і на внутрішньому радіусах піддаються плоскому стану деформації (для труб прямокутного поперечного січення), із умови збереження об'єму запишемо:

$$S_0 dl_0 = \frac{d\varphi}{2}\left(2 r_2 S_1 + S_1^2\right) \tag{5}$$

$$d\varphi = \frac{\lambda}{r_2} dl_0. \tag{6}$$

Відносне видовження матеріалу знаходимо за виразом:

$$\lambda = \frac{r_2}{r_н}. \tag{7}$$

Тоді, враховуючи значення формули (6) і (7), отримаємо

$$d\varphi = \frac{dl_0}{r_н}. \tag{8}$$

Підставляючи значення формули (9) у вираз (5), одержимо:

$$2r_2S_1 + S_1^2 - 2S_0r_н = 0. \tag{9}$$

Звідси знаходимо товщину стінки на зовнішньому радіусі:

$$S_2 = -r + \sqrt{2S_0r_н + r^2}. \tag{10}$$

На рисунку 3 наведено залежності моментів тангенціальних напружень від внутрішнього радіуса навивання соленоїда з трубчастих заготовок прямокутного поперечного січення.

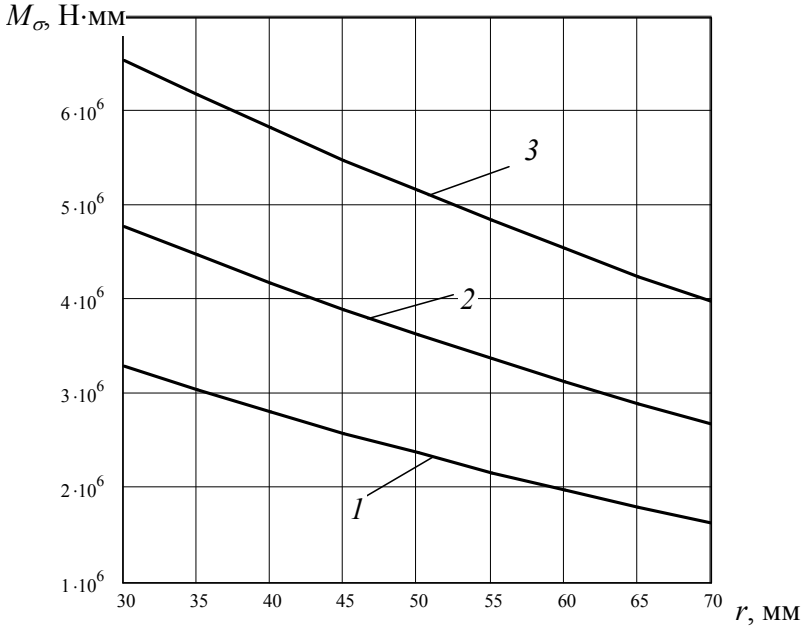

Рисунок 3 - Графік залежності моменту тангенціальних напружень від внутрішнього радіуса навивання соленоїда
1 – r_2=100мм, r_3=105мм; 2 – r_2=120мм, r_3=125мм; 3 – r_2=140мм, r_3=145мм

Як видно з графіків, при навиванні труб прямокутного поперечного січення із збільшенням радіуса соленоїда момент зменшується.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні **висновки:**

1. Розроблені нові конструкції гвинтових теплообмінників з відповідним тепловим нагріванням повітря, які базуються на нових технологічних схемах роботи.
2. Виведено аналітичні залежності для визначення зусилля згину гвинтових соленоїдів прямокутного поперечного січення формувальним роликом, а також моменту від внутрішнього радіуса соленоїда.

Література

1. Брусиловський И.В. Аэродинамика осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение, 1984. – 240с.
2. Бушель А.Р. Осевые вентиляторы общепромышленного назначения ЦАГИ УК-2.М.– В кн.: Промышленная аэродинамика, вып. 28.– М.: Машиностроение, 1966.– С. 192-204.
3. Поляков В.В., Скворцов Л.С. Насосы и вентиляторы: Учеб. для вузов. – М.: Стройиздат, 1990.–336 с.
4. Виноградов С.Н., Таранцев К.В., Виноградов О.С. Выбор и расчет теплообменников. Учебное пособие. – Пенза: Пензенский государственный университет, 2001. – 100 с.

Одержано 14.10.2008 р.