



УДК 621.3 + 621.891

СТАТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГВИНТОКАНАВОЧНИХ ВУЗЛІВ ТЕРТЯ ЕЛЕКТРОНАСОСНИХ АГРЕГАТІВ ДЛЯ ЕЛЕКТРОТЕХНОЛОГІЙ

Кириченко О.С., к.т.н.

Миколаївський національний аграрний університет

Тел/факс (051) 234-0191

Анотація – роботу присвячено аналізу статичних характеристик гвинтоканавочних вузлів тертя електронасосних агрегатів для електротехнологій. Отримані залежності для вантажопідйомності, втрат потужності на тертя, середньої температури та об'ємних витрат по канавкам від кута конусності п'яти свідчать про доцільність застосування гвинтоканавочних вузлів тертя в електронасосних агрегатах для електротехнологій.

Ключові слова – електротехнологія, електронасосний агрегат, гвинтоканавочні вузли тертя, енергоефективність.

Постановка проблеми. Сучасні електронасосні агрегати для електротехнологій містять опорно-упорні вузли тертя. Конструктивно вони представляють собою під'ятники ковзання з гладкою циліндричною п'ятою. Дані вузли тертя широко використовуються в різних галузях промисловості та сільськогосподарства. Проте вони характеризуються малою енергоефективністю через відносно невелику вантажопідйомність та значні втрати потужності на тертя. Цю проблему можна вирішити застосуванням гвинтоканавочних вузлів тертя [1, 2].

Аналіз останніх досліджень. В літературі гвинтоканавочні вузли тертя висвітлені недостатньо. В роботах [1, 2] та в джерелах, що в них використовуються, викладено вдосконалений метод розрахунку і конструювання гвинтоканавочних вузлів тертя. В цьому методі враховано конусність п'яти під'ятника, на боковій поверхні якої виконана багатозахідна гвинтова нарізка. Також, забезпечено енергоефективність гвинтоканавочних вузлів тертя електронасосних агрегатів для електротехнологій шляхом вибору їх оптимальних геометричних розмірів.

Формулювання цілей статті. Метою даної статті є аналіз статичних характеристик гвинтоканавочних вузлів тертя електронасосних агрегатів для

електротехнологій.

Основна частина. Геометрія гвинтоканавочного вузла тертя показана на рисунку 1.

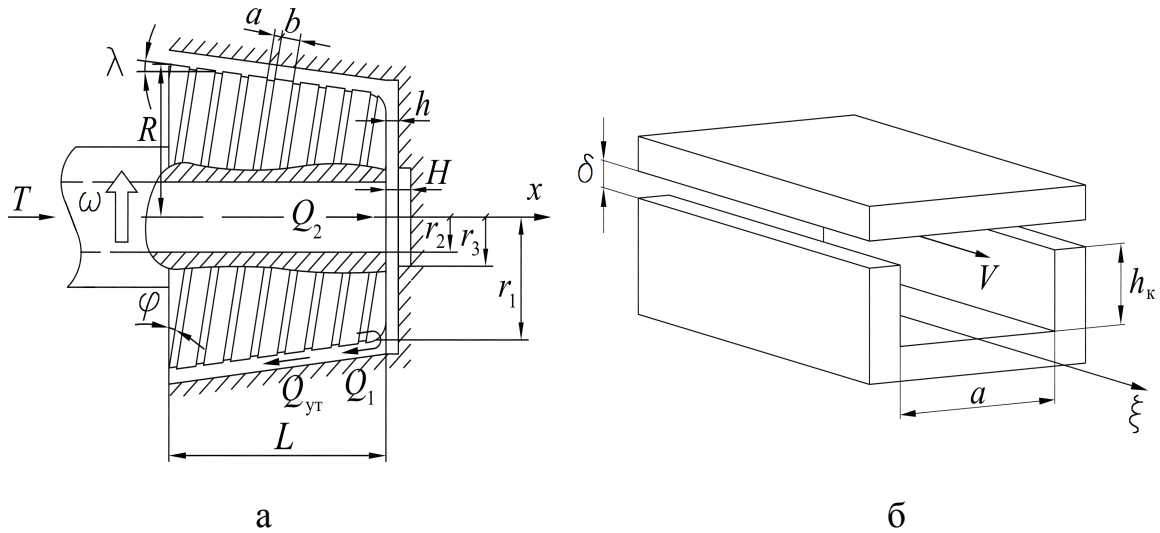


Рис. 1. Гвинтоканавочний вузол тертя з конусною п'ятою (а) і частина гвинтової канавки (б), в якій рухається мастильна рідина при обертанні п'яти.

Рівняння балансу об'ємних витрат мастильної рідини має вид

$$Q_k + Q_2 = Q_{yt}, \quad (1)$$

- де Q_2 – витрати мастильної рідини в осьовому каналі гвинта;
 Q_{yt} – витрати витрат масла через радіальний кільцевий зазор;
 $Q_k = Q = z_n a q$ – витрати мастильної рідини по канавкам;
 q – витрати, що віднесені до одиниці ширини канавки;
 z_n – число заходів гвинтової нарізки;
 a – ширина канавки.

Витрати витрат мастильної рідини через кільцевий зазор між боковими поверхнями п'яти та підп'ятника розраховується за формулою Дарсі [1, 2]:

$$Q_{yt} = \frac{\pi R_{cp} \delta^3 (p_1 - p_{atm})}{6 \mu_{cp} l_1}, \quad (2)$$

- де μ_{cp} – середнє значення в'язкості мастильної рідини;

$$R_{cp} = \frac{R + r_1}{2} \text{ – середній радіус п'яти;}$$

R, r_1 – радіус більшої і меншої основ п'яти відповідно;

δ – радіальний зазор;

$l_1 = \sqrt{L^2 + (R - r_1)^2}$ – довжина твірної конусної поверхні п'яти;

L – довжина п'яти уздовж осі обертання;



p_1 – тиск на виході з канавок;

$p_{\text{атм}}$ – атмосферний тиск (на вході канавки).

Об'ємні витрати мастильної рідини Q_k визначаються з рівності тисків на виході з канавок та з осьового зазору підп'ятника.

Тиск на виході з канавки p_1 розраховується за формулою [2]:

$$p_1 = p_{\text{атм}} + K_5(NI_1 - MI_2), \quad (3)$$

де
$$I_1 = \int_0^l \frac{1}{K_1 \xi^3 - K_2 \xi^2 + K_3 \xi + K_4} d\xi,$$

$$I_2 = \int_0^l \frac{\xi}{K_1 \xi^3 - K_2 \xi^2 + K_3 \xi + K_4} d\xi$$
 – інтеграли, що не виражаються через

елементарні функції;

$$K_1 = 2M_1 \mu_0 \alpha; K_2 = 3M_2 \mu_0 \alpha; K_3 = 6M_3 \mu_0 \alpha; K_4 = 6M_4; K_5 = \frac{6\mu_0 M_4}{h_k^3};$$

$$M_1 = M^2 + 3(h_k \omega \sin 2\varphi \operatorname{tg} \lambda)^2; M_2 = 2(NM + 6R(h_k \omega)^2 \sin 2\varphi \cos \varphi \operatorname{tg} \lambda);$$

$$M_3 = N^2 + 12(h_k \omega R \cos \varphi)^2; M_4 = 12q\rho c h_k^3 = 12 \frac{Q_k}{z_H a} \rho c h_k^3;$$

$$N = 6(\omega R h_k \cos \varphi - 2q) = 6 \left(\omega R h_k \cos \varphi - 2 \frac{Q_k}{z_H a} \right); M = 3h_k \omega \sin 2\varphi \operatorname{tg} \lambda;$$

$$\omega = \frac{\omega_0}{1 + \beta};$$

ω_0 – кутова швидкість обертання п'яти;

μ_0 – початкове значення динамічної в'язкості на вході в канавки;

ρ, c – відповідно густина та питома теплоємність мастильної рідини;

h_k – глибина канавки;

$\beta = \frac{\delta}{h_k}$ – відношення радіального зазору δ до глибини канавки h_k ;

R – радіус більшої основи п'яти;

φ, λ – відповідно кут підйому гвинтової лінії та кут конусності п'яти;

l – довжина гвинтової лінії.

Тиск мастильної рідини, що рухається в несучому осьовому зазорі, на зовнішньому радіусі r_1 п'яти, що врівноважує протитиск (3) на виході з канавки п'яти, описується залежністю:

$$p_1 = p_2 - \frac{\rho c}{\alpha} \ln \left(1 + \frac{6\alpha Q_2 \mu_2 \ln \frac{r_1}{r_2}}{\pi h^3 \rho c} \right), \quad (4)$$



де p_2, μ_2 – відповідно тиск та коефіцієнт динамічної в'язкості мастильної рідини на виході з осьового каналу, що виконаний в гвинті;
 r_2 – радіус осьового каналу гвинта (див. рис.1);
 h – товщина плівки мастильної рідини в несучому осьовому зазорі підп'ятника.

Зазначимо, що величина p_2 приблизно дорівнює тиску масла в напірному патрубку тригвинтового насосу електронасосного агрегату для електротехнологій, а $\mu_2 \approx \mu_0$.

Прирівнюючи праві частини виразів (3) і (4), отримуємо з урахуванням (1) наступне рівняння для визначення витрат Q_k :

$$\frac{\rho c}{\alpha} \ln \left(1 + \frac{6\alpha(Q_{yt} - Q_k)\mu_1 \ln \frac{r_1}{r_2}}{\pi h^3 \rho c} \right) + \frac{1}{2} \frac{k\rho}{\pi^2 r_2^4} (Q_{yt} - Q_k)^2 = K_5(NI_1 - MI_2). \quad (5)$$

Середнє значення в'язкості μ_{cp} розраховується за експоненціальною залежністю:

$$\mu_{cp} = \mu_0 e^{-\alpha(\Theta - \Theta_0)}, \quad (6)$$

де α – температурний коефіцієнт в'язкості;
 Θ – середньокалориметрична температура масла по контуру торця плоскої поверхні п'яти;
 Θ_0 – температура масла на вході в канавки конусної поверхні п'яти (на радіусі R).

Середньокалориметрична температура по контуру торця плоскої поверхні п'яти визначається за формулою:

$$\Theta = \frac{\Theta'_1 Q_k + \Theta''_1 Q_2}{Q_k + Q_2}, \quad (7)$$

де Θ'_1, Θ''_1 – відповідно температура масла на виході з канавок і осьового зазору.

Температури Θ'_1 і Θ''_1 розраховуються за формулами роботи [2]:

$$\Theta'_1 = \frac{1}{\alpha} \ln \left(1 + \frac{\mu_0 \alpha l}{6M_4} (2M_1 l^2 - 3M_2 l + 6M_3) \right) + \Theta_0; \quad (8)$$

$$\Theta''_1 = \frac{1}{\alpha} \ln \left(1 + \frac{6\alpha Q_2 \mu_2}{\pi h^3 \rho c} \ln \frac{r_1}{r_2} \right) + \Theta_0. \quad (9)$$

Знаючи тепер вирази (2), (3) і (5), можна визначити за формулою (1) об'ємні витрати мастильної рідини Q_2 , що необхідні для розрахунку середньокалориметричної температури (7).

Гідродинамічна реакція підп'ятника, що врівноважує осьове навантаження, може бути обчислена за формулою



$$T = T_1 + T_2, \quad (10)$$

де T_1 – гідродинамічна реакція плівки мастильної рідини підп'ятника, яка направлена уздовж осі обертання вала протилежно напрямку осі x , що показаний на рис. 1;

T_2 – осьова складова гідродинамічної реакції плівки мастильної рідини між конусними спряженими поверхнями тертя.

Для визначення осьової реакції T_1 п'яти слугував вираз [2]:

$$T_1 = 2\pi \left(p_2 \frac{(r_1^2 - r_2^2)}{2} - \frac{\rho c}{\alpha} I_3 \right), \quad (11)$$

де $I_3 = \int_{r_2}^{r_1} r \ln \left(1 + \frac{6\alpha Q_2 \mu_2 \ln \frac{r}{r_2}}{\pi h^3 \rho c} \right) dr$ – інтеграл, що не виражається через елементарні функції.

Осьова складова T_2 гідродинамічної реакції плівки мастильної рідини між конусними спряженими поверхнями тертя обчислюються за формулою

$$T_2 = \gamma t g \lambda K_6 \left(\frac{M}{\sin \varphi \cos \lambda} I_4 - \left(\frac{M l_1}{\sin \varphi} + \frac{N}{\cos \lambda} \right) I_5 + N l_1 I_6 \right), \quad (12)$$

де $I_4 = \int_0^L \frac{x^2}{K_7 x^3 - K_8 x^2 + K_9 x + K_{10}} dx$; $I_5 = \int_0^L \frac{x}{K_7 x^3 - K_8 x^2 + K_9 x + K_{10}} dx$;

$I_6 = \int_0^L \frac{1}{K_7 x^3 - K_8 x^2 + K_9 x + K_{10}} dx$ – інтеграли, що не виражаються через елементарні функції;

$\gamma = \frac{2\pi}{l_1} (R - r_1)$ – кут розгортки конусної поверхні п'яти;

x – координата, що відраховується від центру більшої основи конусної п'яти.

Ця формула отримана в припущенні, що тиск мастильної рідини по зовнішньому радіусу переріза, який перпендикулярний до осі симетрії п'яти, дорівнює тиску мастильної рідини в канавці на тому ж радіусі.

Потужність, що витрачається на тертя, визначається виразом [2]:

$$P = \frac{\mu_1^* \omega^2 S}{4\delta} (R + r_1)^2 \frac{\chi + \beta}{1 + \beta} + \frac{\pi \mu_2^* \omega^2}{2h} (r_1^4 - r_2^4), \quad (13)$$

де μ_1^* , μ_2^* – відповідно середня в'язкість масла в конусному і плоскому зазорах підп'ятника;

$S = z_n (a + b) l$ – загальна площа канавок і виступів п'яти;

b – ширина канавки;

χ – відношення площі виступів до загальної площі канавок і виступів п'яти.



Перший доданок в цій формулі характеризує втрати потужності на тертя в осьовому, а другий – в радіальному зазорах підп'ятника.

У відповідності з приведеними залежностями (1)-(13) статичні характеристики гвинтоканавочного вузла тертя електронасосного агрегату для електротехнологій визначались ітераційним методом за алгоритмом, який складається з наступної послідовності дій:

1. Розраховуються витрати Q_k за формулою (5).
2. Розраховується тиск на виході з канавок p_1 за формулою (3).
3. Розраховується температура Θ_1' за формулою (8).
4. Розраховується в'язкість $\mu_1 = \mu_0 e^{-\alpha(\Theta_1' - \Theta_0)}$ (перша ітерація).
5. Розраховується середня в'язкість масла в осьовому зазорі $\mu_{cp} = \frac{\mu_1 + \mu_0}{2}$ (перша ітерація).
6. Розраховуються витрати Q_{yt} за формулою (2).
7. Розраховуються витрати Q_2 за формулою (1).
8. Розраховується тиск p_1 за формулою (4).
9. Розраховується температура Θ_1'' за формулою (9).
10. Розраховується середньокалориметрична температура за формулою (7).
11. Розраховується значення середньої в'язкості за формулою (6).
12. Розрахунок повторюється за пунктами 1,2,3,6-11 до тих пір, поки відносна похибка витрат по канавкам Q_k на двох послідовних ітераціях не стане менше 5%.
13. Наприкінці, розраховується вантажопідйомність гвинтоканавочного вузла тертя за формулою (10) і втрати потужності на тертя за формулою (13).

Приведений алгоритм використовується для побудови статичних характеристик гвинтоканавочних вузлів тертя електронасосних агрегатів для електротехнологій.

Розрахунки проводились стосовно гвинтоканавочного вузла тертя електронасосного агрегату для електротехнологій з наступними вихідними даними: довжина конусної п'яти $L=35$ мм; радіус більшої основи конуса п'яти $R=22$ мм; кут конусності $\lambda=7^\circ$; кут підйому гвинтової нарізки на п'яти $\varphi=10^\circ$; глибина канавки $h_k=0,3$ мм; ширина канавки $a=1,2$ мм; ширина виступу $b=3$ мм; радіус меншої основи конуса п'яти $r_1=17$ мм; радіус центральної камери $r_2=5$ мм; радіус осьового каналу гвинта $r_3=10$ мм; глибина центральної камери $H=5$ мм; коефіцієнт динамічної в'язкості масла $\mu_0=0,0225$ Па·с при температурі масла на вході $\Theta_0=25$ °С; добуток густини на питому теплоємність мастильної рідини $\rho c=0,176 \cdot 10^7$ Дж/(м³·°С); температурний коефіцієнт в'язкості $\alpha=0,026$ 1/°С; коефіцієнт місцевого гідравлічного опору $k=1$; число заходів гвинтової нарізки $z_{\text{н}}=5$; частота обертання вала $n=1450$ об/хв; тиск масла в центрі п'яти $p_2=0,63$ МПа; атмосферний тиск

$p_{\text{атм}} = 0,101$ МПа.

На рисунку 2 представлені залежності вантажопідйомності T , втрат потужності на тертя P , середньої температури Θ та об'ємних витрат Q_1 по канавкам від кута конусності п'яти λ .

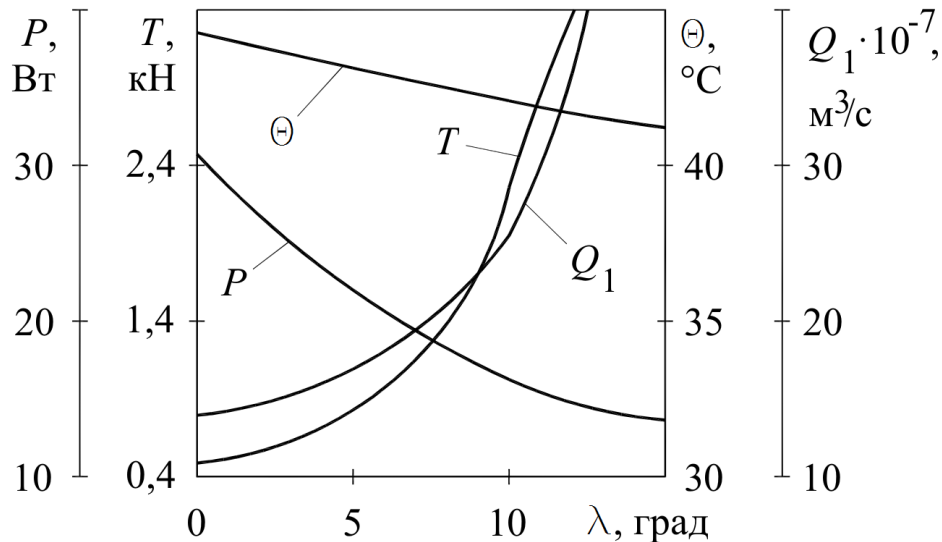


Рис. 2. Залежність вантажопідйомності T , втрат потужності на тертя P , середньої температури θ та витрат Q_1 від кута конусності λ при $\delta_0 = 20$ мкм

Як видно з рисунку 2 вантажопідйомність T гвинтоканавочного вузла тертя електронасосного агрегату для електротехнологій зі збільшенням кута конусності зростає, а втрати потужності на тертя зменшуються. Так при куті конусності $\lambda = 7^\circ$ вантажопідйомність $T = 1$ кН, втрати потужності на тертя $P = 18$ Вт, середня температура $\Theta = 43$ °C, а об'ємні витрати масла по канавкам Q_1 не перевищують $18 \cdot 10^{-7}$ м³/с.

Таким чином, на основі виконаних досліджень побудовані статичні характеристики гвинтоканавочного вузла тертя електронасосного агрегату для електротехнологій.

Висновки.

1. Проаналізовані статичні характеристики гвинтоканавочного вузла тертя електронасосного агрегату для електротехнологій. При куті конусності $\lambda = 7^\circ$ вантажопідйомність $T = 1$ кН, втрати потужності на тертя $P = 18$ Вт, середня температура $\Theta = 43$ °C, а об'ємні витрати масла по канавкам Q_1 не перевищують $18 \cdot 10^{-7}$ м³/с.

2. Доведена енергетична доцільність застосування гвинтоканавочних вузлів тертя в електронасосних агрегатах для електротехнологій.



Література.

1. *Кириченко О.С.* Підвищення енергоефективності роботи електронасосних агрегатів / *О.С. Кириченко* // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Проблеми удосконалення електричних машин і агрегатів. Теорія і практика. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – № 51 (1024). – С. 28-35.
2. *Хлопенко Н.Я.* Статические характеристики винтоканавочного подпятника / *Н.Я. Хлопенко, А.С. Кириченко* // Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 26. – Одесса: ОНМА, 2010. – С. 20-29.

СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИТОКАНАВОЧНЫХ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ЭЛЕКТРОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ ДЛЯ ЭЛЕКТРОТЕХНОЛОГИЙ

Кириченко А.С.

Аннотация

Работа посвящена анализу статических характеристик винтоканавочных узлов трения электронасосных агрегатов для электротехнологий. Полученные зависимости для грузоподъемности, потерь мощности на трение, средней температуры и объемного расхода по канавкам от угла конусности пяты свидетельствуют о целесообразности применения винтоканавочных узлов трения электронасосных агрегатов для электротехнологий.

STATIC CHARACTERISTICS OF SCREW GROOVING FRICTION UNITS OF ELECTRIC MOTOR HYDRAULIC PUMP PACKAGES FOR ELECTRIC TECHNOLOGY

O. Kyrychenko

Summary

The static characteristics of screw grooving friction units of electric motor hydraulic pump packages for electric technology are analyzed. Theoretical dependences of the load capacity, power losses due to friction, middle temperature and volumetric liquid flow through the grooves on the cone angle of heel indicate the advisability of applying the screw grooving friction units for electric motor hydraulic pump packages for electric technology.