

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3

Визначення геометричних параметрів черв'ячних передач з використанням ЕОМ

3.1 МЕТА І ЗАДАЧІ

Метою даної роботи є визначення геометричних параметрів і сил в зачепленні черв'ячної передачі з використанням ЕОМ і порівняння отриманих значень з розрахунками, виконаними аналітично; дослідити як змінюється міжосьова відстань при зміні одного із вхідних даних.

3.2 ОСНОВНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

3.2.1 Параметри навантаження черв'ячної передачі.

Потужність на веденому валу передачі, кВт

$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2, \quad (3.1)$$

де T_2 – крутний момент на веденому валу передачі, Н·м;
 ω_2 – кутова швидкість черв'ячного колеса, с^{-1} .

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}. \quad (3.2)$$

При орієнтовному значенні к.к.д. $\eta=0,80$ потужність на ведучому валу(черв'яку) передачі, кВт

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta}. \quad (3.3)$$

Кутова швидкість ведучого вала(черв'яка), с^{-1}

$$\omega_1 = \omega_2 \cdot u, \quad (3.4)$$

де u – передаточне число передачі.

Крутний момент на валу черв'яка, Н·м

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}. \quad (3.5)$$

Орієнтовна швидкість ковзання в зачепленні, м/с

$$V_s = \frac{4,5 \cdot \omega_1}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_2}. \quad (3.6)$$

3.2.2 Матеріали для виготовлення черв'яка та черв'ячного колеса.

Для виготовлення черв'яків застосовують конструкційні вуглецеві сталі (45, 50), а в передачах відповідального призначення – леговані сталі (40Х, 40ХН, 35ХГСА та ін.). Термообробка витків черв'яка до твердості $H \geq (45 \dots 55) \text{HRC}_3$ з подальшим шліфуванням та поліруванням робочих поверхонь витків суттєво підвищує несучу здатність і довговічність.

Вінці черв'ячних коліс виготовляють переважно з бронзи, а інколи з латуні та чавуну. Олов'яні бронзи є хорошими матеріалами для роботи на високих швидкостях ковзання ($V_s > 5 \text{ м/с}$), однак вони є дорогими та дефіцитними. Менш дорогі безолов'яні бронзи. Вони мають достатню високу міцність, але гірші антифрикційні властивості, тому використовуються при середніх швидкостях ковзання $V_s = (2 \dots 5) \text{ м/с}$. Для мало навантажених та тихохідних ($V_s < 2 \text{ м/с}$) черв'ячних передач черв'ячні колеса можуть виготовлятися із чавуну (СЧ15, СЧ18 і т.д.).

Рекомендації по вибору матеріалів для вінців черв'ячних коліс наведені в табл.Б.8 додаток Б.

3.2.3 Допустимі контактні напруження.

Якщо вінець черв'ячного колеса виготовляти із олов'янистих бронз, то допустиме контактне напруження визначають за формулою, МПа

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HPO} \cdot K_{HL}, \quad (3.7)$$

де σ_{HPO} – допустиме контактне напруження для бази випробувань $N_{HO} = 10^7$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

За табл. Б12, додаток Б σ_{HPO} залежить від границі міцності σ_B бронзи та коефіцієнта C_V інтенсивності спрацювання зубців:

$$C_V = 0,95 \text{ при } V_S = 5 \text{ м/с};$$

$$C_V = 0,88 \text{ при } V_S = 6 \text{ м/с};$$

$$C_V = 0,83 \text{ при } V_S = 7 \text{ м/с};$$

$$C_V = 0,80 \text{ при } V_S \geq 8 \text{ м/с}.$$

При твердості черв'яка $H_1 \geq 45\text{HRC}_3$, МПа

$$\sigma_{HPO} = 0,9 \cdot \sigma_B \cdot C_V. \quad (3.8)$$

При твердості черв'яка $H_1 < 45\text{HRC}_3$, МПа

$$\sigma_{HPO} = 0,75 \cdot \sigma_B \cdot C_V. \quad (3.9)$$

Коефіцієнт довговічності

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}, \quad (3.10)$$

де N_{HE} – еквівалентне число циклів навантаження зубців черв'ячного колеса за строк служби передачі

$$N_{HE} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h, \quad (3.11)$$

де n_2 – частота обертання черв'ячного колеса, об/хв;

L_h – строк служби передачі, годин.

Коефіцієнт довговічності обмежується значеннями

$$0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15.$$

Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених з безолов'яних бронз та чавунів, допустиме контактне напруження вибирають з умови опору заїданню залежно від швидкості ковзання V_S і беруть $\sigma_{HP} = \sigma_{HPO}$. Орієнтовне значення V_S визначають за формулою (3.6).

Якщо вінець черв'ячного колеса виготовлений із безолов'яної бронзи:

- при твердості черв'яка $H \geq 45\text{HRC}_3$, МПа

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HPO} = 300 - 25 \cdot V_S. \quad (3.12)$$

- при твердості черв'яка $H < 45\text{HRC}_3$, МПа

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HPO} = 275 - 25 \cdot V_S. \quad (3.13)$$

Якщо вінець черв'ячного колеса виготовлено з чавуну, МПа

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HPO} = 175 - 35 \cdot V_S. \quad (3.14)$$

3.2.4 Проектний розрахунок черв'ячної передачі.

У проектному розрахунку визначається мінімальна міжосьова відстань передачі α_w . Для визначення α_w треба попередньо вибрати число витків черв'яка z_1 і число зубців черв'ячного колеса z_2 . так, щоб виконувалась умова $z_2 = z_1 \cdot u \geq z_{2\min}$. Мінімальне число зубців $z_{2\min} = 28$ обмежується умовою непідрізання. Число витків черв'яка $z_1 = 1; 2; 4$ потрібно брати так, щоб при заданому u число зубців z_2 було у рекомендованих межах. При заданому передаточному числі передачі u та вибраному числі витків черв'яка z_1 число зубців колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u. \quad (3.15)$$

Отримане значення z_2 округлюють до цілого числа і визначають фактичне передаточне число u_ϕ . Відхилення отриманого значення від заданого не повинно бути більше ніж 4%.

Попередньо коефіцієнт діаметра черв'яка q можна приймати за співвідношенням $q = (0,22 \dots 0,40) \cdot z_2$. Більші значення q рекомендують брати при великих передаточних числах, щоб забезпечити жорсткість черв'яка. Попередньо прийнятий коефіцієнт діаметра черв'яка q округлюють до стандартного (табл. Б9, додаток Б).

Мінімальна міжосьова відстань черв'ячної передачі, мм

$$\alpha_w = K_a \cdot \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{HB} \cdot q^2}{z_2^2 \cdot \sigma_{HP}^2}}, \quad (3.16)$$

де T_2 – крутний момент на колесі, Н·м;

σ_{HP} – допустиме контактне напруження, МПа;
 K_a - розрахунковий коефіцієнт, $K_a = 310, \text{МПа}^{1/3}$ - для матеріалів сталь-бронза; $K_a = 315, \text{МПа}^{1/3}$ – для матеріалів сталь-чавун;
 $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - x). \quad (3.17)$$

де θ – коефіцієнт деформації черв'яка, визначається за табл.Б11, додаток Б, в залежності від числа витків черв'яка та коефіцієнта діаметра черв'яка;
 x – коефіцієнт, що враховує вплив режиму роботи передачі на припрацювання зубців.

Коефіцієнт x приймає такі значення:

- для постійного режиму навантаження – $x = 1$;
- для важкого – $x = 0,77$;
- для середнього рівномірного – $x = 0,6$;
- для середнього нормального – $x = 0,5$;
- для легкого – $x = 0,31$.

Модуль черв'ячної передачі, мм

$$m' = \frac{2 \cdot a_w}{(z_2 + q)}. \quad (3.18)$$

Отримане значення модуля узгоджують із стандартним згідно табл.Б9, додаток Б, приймаючи найближче більше значення.

Маючи z_1, z_2, q і m , можна визначити всі розміри черв'яка та черв'ячного колеса.

3.2.5 Розрахунок параметрів черв'ячної передачі.

Розміри елементів витків черв'яка та зубців колеса:

- висота головки витка черв'яка та зубця колеса, мм

$$h_{\alpha 1} = h_{\alpha 2} = m, \quad (3.19)$$

- висота ніжки витка черв'яка та зубця колеса, мм

$$h_{f1} = h_{f2} = 1,2 \cdot m, \quad (3.20)$$

- висота витка черв'яка та зубця колеса, мм

$$h_1 = h_2 = 2,2 \cdot m, \quad (3.21)$$

- розрахункова товщина витка, мм

$$S = 0,5 \cdot \pi \cdot m, \quad (3.22)$$

- радіус кривизни перехідної кривої витка, мм

$$p_f = 0,3 \cdot m. \quad (3.23)$$

Розміри вінців черв'яка та черв'ячного колеса:

- ділильні діаметри, мм

$$d_1 = m \cdot q, \quad (3.24)$$

$$d_2 = m \cdot z_2, \quad (3.25)$$

- діаметри вершин витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса, мм

$$d_{\alpha 1} = d_1 + 2 \cdot m, \quad (3.26)$$

$$d_{\alpha 2} = d_2 + 2 \cdot m, \quad (3.27)$$

- діаметри впадин витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса, мм

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m, \quad (3.28)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m, \quad (3.29)$$

- довжина нарізваної частини черв'яка, мм

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m, \text{ при } z_1 = 1 \text{ або } 2, \quad (3.30)$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m, \text{ при } z_1 = 4, \quad (3.31)$$

- ширина вінця черв'ячного колеса, мм

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{\alpha 1}, \text{ при } z_1 = 1 \text{ або } 2, \quad (3.32)$$

$$b_2 \leq 0,67 \cdot d_{\alpha 1}, \text{ при } z_1 = 4, \quad (3.33)$$

- найбільший діаметр черв'ячного колеса, мм

$$d_{\alpha 2 \max} \leq d_{\alpha 2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2}, \quad (3.34)$$

Міжосьова відстань передачі, мм

$$\alpha_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2). \quad (3.35)$$

Ділильний кут підйому лінії витка черв'яка, град.

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}. \quad (3.36)$$

Швидкість ковзання у зачепленні, м/с

$$V_s = \frac{0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_1}{\cos \gamma}. \quad (3.37)$$

К. к. д. черв'ячної передачі

$$\eta = \frac{(0,95 \dots 0,96) \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}, \quad (3.38)$$

де φ' - зведений кут тертя, значення якого наведені в табл.Б14 додаток Б.

3.2.6 Сили у зачепленні черв'ячної передачі.

Уточнене значення потужності і крутного моменту на черв'яку при визначеному ККД передачі

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta}, \text{ кВт}, \quad (3.39)$$

$$T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta}, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.40)$$

Колова сила на черв'яку дорівнює осьовій силі на колесі

$$F_{t1} = F_{\alpha 2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}, \text{ Н}. \quad (3.41)$$

Осьова сила на черв'яку дорівнює коловій силі на колесі

$$F_{\alpha 1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}, \text{ Н}. \quad (3.42)$$

Радіальна сила на черв'яку дорівнює радіальній силі на колесі

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \text{ Н}, \quad (3.43)$$

де $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення.

3.3 ВКАЗІВКИ ЩОДО ПІДГОТОВКИ ДО ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ

При підготовці до лабораторної роботи по визначенню геометричних параметрів черв'ячної передачі студент повинен вивчити розділ курсу “Деталі машин”, де викладений матеріал по черв'ячним передачам ([1] стор.346...368) і опрацювати дані методичні вказівки. Необхідно згідно даних варіанту завдання, приведеного в табл.А3 додаток А, провести аналітичні розрахунки і визначити геометричні параметри і сили в черв'ячній передачі.

3.4 МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ

Включити комп'ютер. Після завантаження WINDOWS вибрати рядок "ПРОГРАМИ" з меню "ПУСК". Після вибрати блок програм "APM Win Machine" та програму "APM Win Trans".

З меню цієї програми відмітити "ТИП", після цього "ПЕРЕДАЧІ". З таблиці, яка висвічується на моніторі вибрати черв'ячну передачу і з меню таблиці "ВИБРАТИ".

З меню програми знову відмічаємо "ТИП", після цього "РОЗРАХУНОК". На моніторі висвічується який з розрахунків ми можемо провести. Вибираємо "ПРОЕКТНИЙ" і мишкою відмічаємо його.

З меню програми відмічаємо "ДАНІ". На моніторі висвічується таблиця вхідних даних, які вводимо згідно варіанту завдання (табл. А3 додаток А):

- момент на веденому валу, T_2 , Н·м;
- частота обертання веденого вала, n_2 , хв⁻¹;
- передаточне відношення
- необхідний ресурс передачі, год;
- матеріал вінця черв'ячного колеса, вибраний згідно проведених раніше аналітичних розрахунків;
- режим роботи (постійний, важкий, середньомовірний, середньонормальний, легкий, особливо легкий);
- вид черв'яка.

З меню таблиці вибираємо пункт "ЕЩЕ" і на моніторі з'являється таблиця додаткових даних. Вводимо:

- коефіцієнт діаметра черв'яка.

В таблицях відмічаємо напис "ПРОДОВЖИТИ".

З меню програми вибираємо "РОЗРАХУНОК". При умові правильного введення даних на моніторі висвічується напис "РЕЗУЛЬТАТИ". З меню програми вибираємо "РЕЗУЛЬТАТИ". На моніторі висвічується таблиця необхідних результатів розрахунку.

Відмічаємо ⊗:

- загальні параметри;
- сили в зачепленні;
- геометричні параметри;

В меню таблиці відмічаємо напис "ПРОДОВЖИТИ" і по чергово проглядаємо результати розрахунку.

Виводимо на друк результати розрахунків.

Проводимо декілька аналогічних розрахунків кожен раз змінюючи одне із вхідних даних за вказівкою викладача, наприклад, крутний момент на веденому валу. Визначаємо як змінюється при цьому міжосьова відстань. Будуємо графік залежності міжосьової відстані від крутного моменту на веденому валу.

3.5 ОФОРМЛЕННЯ ЗВІТУ

Звіт про виконання лабораторної роботи студент повинен оформити акуратно, грамотно, згідно з вимогами ЄСКД. Звіт має містити:

3.5.1 Титульну сторінку (додаток Г).

3.5.2 Розрахунки геометричних параметрів і сил в черв'ячній передачі виконаних аналітично.

3.5.3 Розрахунки геометричних параметрів і сил в черв'ячній передачі виконаних з допомогою ЕОМ.

3.5.4. Порівняння розрахунків виконаних двома методами.

3.5.5. Навести графік залежності міжосьової відстані від одного із змінених даних за вказівкою викладача і висновок.

3.6 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

3.6.1. Дайте загальну характеристику черв'ячних передач. Вкажіть їхні основні переваги і недоліки у порівнянні з іншими передачами.

3.6.2. Назвіть основні матеріали для виготовлення елементів черв'ячної передачі та за якими рекомендаціями вибирають матеріал для виготовлення вінця черв'ячного колеса.

- 3.6.3. Як визначають передаточне число черв'ячної передачі ?
- 3.6.4. З яких міркувань вибирають кількість витків черв'яка і зубців черв'ячного колеса ?
- 3.6.5. Назвіть основні параметри черв'яка та запишіть формули для їх визначення.
- 3.6.6. Запишіть формули для визначення основних параметрів черв'ячного колеса.
- 3.6.7. Запишіть та проаналізуйте вираз для визначення швидкості ковзання.
- 3.6.8. Запишіть та проаналізуйте вираз для визначення ККД черв'ячної передачі у разі передавання обертового руху від черв'яка до колеса і навпаки.
- 3.6.9. При якому співвідношенню кутів γ і ϕ черв'ячна передача є самогальмівною. Що відомо про ККД самогальмівної черв'ячної передачі.
- 3.6.10. Які переваги і недоліки мають черв'ячні передачі порівняно з зубчастими.
- 3.6.11. Покажіть на відповідному рисунку сили, що діють у зачепленні черв'ячної передачі, та запишіть формули для їх визначення.