

## ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 3 РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНИХ ФРИКЦІЙНИХ ПЕРЕДАЧ

### 1.1. Методичні вказівки до вирішення задач

Через відсутність різниці в розрахунках циліндричних фрикційних передач із зовнішнім (рис. 6.1, а) та внутрішнім (рис. 6.1, б) дотиканням розглянемо ці розрахунки одночасно.

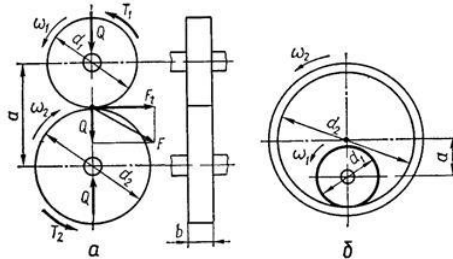


Рисунок 6.1. Параметри та навантаження на елементи фрикційної передачі

#### Геометрія та кінематика передач.

Основними розмірами циліндричної фрикційної передачі є діаметри котків  $d_1$  та  $d_2$ , міжосьова відстань  $a$  і ширина котків  $b$ . Зв'язок між міжосьовою відстанню та діаметрами котків виражається залежністю:

$$a = 0,5(d_1 \pm d_2). \quad (6.1)$$

Тут і надалі верхній знак (плюс) належить до передач із зовнішнім дотиканням котків, а нижній знак (мінус) – до передач із внутрішнім дотиканням котків.

Ширину котків  $b$  вибирають залежно від міжосьової відстані:

$$b = \psi_a \cdot a, \quad (6.2)$$

де  $\psi_a = 0,20 \dots 0,40$  – коефіцієнт ширини котків. Більші значення  $\psi_a$  беруть для точно виготовлених і змонтованих закритих передач, а менші – для менш точних відкритих передач.

Основними кінематичними параметрами передачі є кутові швидкості котків  $\omega_1$  і  $\omega_2$ , а також передаточне число  $u = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ .

Передаточне число  $u$  можна виразити через діаметри котків з урахуванням пружного ковзання:

$$\begin{aligned} V_1(1 - \varepsilon) &= V_2; \\ \frac{\omega_1 d_1 (1 - \varepsilon)}{2} &= \frac{\omega_2 d_2}{2}, \\ u = \frac{\omega_1}{\omega_2} &= \frac{d_2}{[d_1(1 - \varepsilon)]}. \end{aligned} \quad (6.3)$$

Оскільки коефіцієнт пружного ковзання малий ( $\varepsilon \leq 0,03$ ), то у розрахунках силових фрикційних передач приймають:

$$u = \frac{d_2}{d_1}. \quad (6.4)$$

Інші співвідношення між параметрами циліндричної фрикційної передачі, які ми будемо використовувати у розрахунках, такі:

$$a = 0,5(d_1 \pm d_2) = 0,5d_1(u \pm 1);$$

$$d_1 = \frac{2a}{u+1}; \quad (6.5)$$

$$d_2 = \frac{2au}{u \pm 1} \quad (6.6)$$

### Зусилля у циліндричній фрикційній передачі.

Щоб запобігти буксуванню котків при передачі зовнішнього навантаження, у фрикційній передачі слід забезпечити умову

$$F_s > F_t, \quad (6.7)$$

де  $F_s$  – сила тертя у зоні контакту котків;  $F_t$  – колова сила на котках. Враховуючи те, що  $F_s = Q \cdot f$  і  $F_t = \frac{T_1}{d_1}$ , а також беручи до уваги коефіцієнт

запасу зчеплення котків  $K$ , умову (6.7) можна записати у вигляді:

$$Q \cdot f = \frac{2T_1 \cdot K}{d_1}, \quad (6.8)$$

де  $T_1$  – обертовий момент на ведучому валу передачі. Рівність (6.8) дозволяє визначити потрібну силу притискання котків  $Q$ , яка забезпечує відсутність проковзування:

$$Q = \frac{2T_1 \cdot K}{d_1 \cdot f}. \quad (6.9)$$

Коефіцієнт тертя ковзання  $f$  можна вибрати за таблицею 6.1 залежно від матеріалів котків та умов їхньої роботи.

Таблиця 6.1.

### Коефіцієнт тертя ковзання

Сталь по сталі (в маслі)	0,04 ... 0,05
Сталь по сталі або чавуну (насухо)	0,15 ... 0,18
Текстоліт, ретінакс по чавуну або сталі (насухо)	0,30 ... 0,35
Металокераміка по сталі (насухо)	0,30 ... 0,35
Сталь по бронзі (періодичне змащування)	0,08 ... 0,10

Коефіцієнт запасу зчеплення рекомендують брати:  $K = 1,3 \dots 1,5$  – для силових фрикційних передач,  $K = 2,5 \dots 3,0$  – для кінематичних фрикційних передач.

Сила, що передається на вали фрикційної передачі, дорівнює сумі сил притиску котків  $Q$  та колової сили  $F_t$  (див. рис. 6.1):

$$F = \sqrt{Q^2 + F_t^2}. \quad (6.10)$$

Сила  $F$  враховується у розрахунку валів, а сила  $Q$  – у розрахунку котків на міцність та розрахунку натискного пристрою.

### Розрахунок котків на міцність.

Розрахунок металевих котків виконують за умовою контактної міцності робочих поверхонь:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \quad (6.11)$$

Неметалеві котки – за умовою обмеження тиску у контакті для забезпечення стійкості проти прискороного спрацьовування:

$$q \leq [q]. \quad (6.12)$$

Виходячи із цих умов, можна дістати основні розрахункові залежності. Згідно з формулою Герца при лінійному дотиканні деталей максимальне контактне напруження:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q}{2 \cdot \rho_{np}}} \quad (6.13)$$

Розрахунковий тиск по довжині контакту котків:

$$q = \frac{Q \cdot K_\beta}{b} = \frac{2T_1 \cdot K \cdot K_\beta}{d_1 \cdot f \cdot b} \quad (6.14)$$

де  $K_\beta = 1, 1, \dots, 1, 3$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині котків. Менші значення  $K_\beta$  беруть для точно виготовлених та змонтованих передач при відносно невеликій ширині котків (малому значенні  $\psi_a$ ).

Приведена кривизна робочих поверхонь котків:

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1} \pm \frac{2}{d_2} = \frac{2}{d_1} (1 \pm \frac{1}{u}) = \frac{2}{d_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \quad (6.15)$$

Враховуючи залежності (6.11) та (6.12) отримаємо остаточні умови міцності, які використовуються для перевірного розрахунку:

– для металевих котків:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\left[ \frac{Q \cdot K_\beta}{b \cdot d_1} \right] \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H \quad (6.16)$$

– для неметалевих котків:

$$q = \frac{Q \cdot K_\beta}{b} \leq [q] \quad (6.17)$$

Коефіцієнт  $Z_M$  – враховує властивості матеріалів котків:

–  $Z_M = 275 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}}$  – для сталевих котків;

–  $Z_M = 210 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}}$  – для чавунних котків;

–  $Z_M = 235 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}}$  – для пари чавун–сталь.

При невиконанні умов (6.16) і (6.17) слід збільшити ширину  $b$  котків.

Формули для проектного розрахунку циліндричних фрикційних передач отримуємо з умов (6.16) та (6.17) підставляючи в них силу  $Q$  із виразу (6.9) та замінюючи розміри  $b$  і  $d_1$  через міжосьову відстань  $a$  за формулами (6.3) та (6.6).

У результаті отримуємо формули для проектного розрахунку:

– передачі з металевими котками

$$a \geq K_M \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K \beta_1}{u \cdot \psi_a \cdot f \cdot \sigma_H}} \quad (6.18)$$

– передачі з неметалевими котками:

$$a \geq K_H \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K \beta_1 \cdot (u \pm 1)}{\psi_a \cdot f \cdot [q]}} \quad (6.19)$$

Тут  $K_M = \sqrt{0,5 \cdot 10^3 \cdot K \cdot Z_M^2}$  – допоміжний коефіцієнт для металевих котків (при  $K = 1,3$ ):

–  $K_M = 370 \text{ МПа}^{\frac{1}{3}}$  – для сталевих котків;

–  $K_M = 300 \text{ МПа}^{\frac{1}{3}}$  – для чавунних котків;

–  $K_M = 330 \text{ МПа}^{\frac{1}{3}}$  – для пари чавун–сталь.

$K_H = \sqrt{10^3 \cdot K}$  – допоміжний коефіцієнт для неметалевих котків:

–  $K_H = 36$  – для силових фрикційних передач ( $K = 1,3$ );

–  $K_H = 50$  – для кінематичних передач ( $K = 2,5$ ).

У формулах (6.18) та (6.19)  $T_1$  слід підставляти у ньютон-метрах (Нм),  $[\sigma_H]$  – у мегапаскалях (МПа),  $[q]$  – у ньютонках на міліметр (Н/мм), міжосьову відстань – у міліметрах (мм).

Залежності (6.18) та (6.19) дозволяють попередньо визначити потрібну мінімальну міжосьову відстань передачі  $a$ . За визначеним значенням  $a$  підраховують діаметри котків  $d_1$  і  $d_2$  (формула 6.6), ширину котків  $b$  (формула 6.3) та потрібну силу притискання котків  $Q$  (формула 6.9).

Остаточна перевірка міцності котків за отриманими розмірами виконується за умовами (6.16) та (6.17), оскільки перевірочний розрахунок передачі є вирішальним.

## 1.2. Завдання для самостійної роботи

### Задача № 1

Розрахувати циліндричну фрикційну передачу (рис. 6.2). Потужність, що передається приводним колесом  $N_1$  при кутових швидкостях  $\omega_1$  та  $\omega_2$ . Міжцентрова відстань  $a$ . Виконати робочий кресленик веденого колеса.

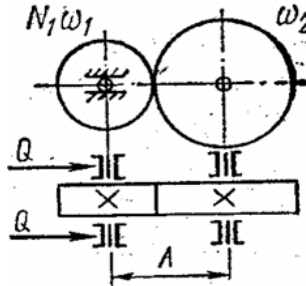


Рисунок 6.2. Циліндрична фрикційна передача

Таблиця 6.2.

### Вихідні дані для задачі № 1

	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$N_1$ , кВт	10	8	6	14	10	6	9	6	5	6
$\omega_1$ , рад/с	$26\pi$	$28\pi$	$30\pi$	$32\pi$	$34\pi$	$36\pi$	$38\pi$	$40\pi$	$42\pi$	$44\pi$
$\omega_2$ , рад/с	$14\pi$	$15\pi$	$16\pi$	$17\pi$	$18\pi$	$19\pi$	$20\pi$	$21\pi$	$22\pi$	$23\pi$
$a$ , мм	400	380	400	420	440	460	480	540	520	500