

УДК 621.825.6.

**Андрій Саньоцький**

Тернопільський національний педагогічний університет імені Володимира Гнатюка, Україна

**ОСНОВНІ МЕТОДИ ЩОДО РОЗРАХУНКУ КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ  
В СПРЯЖЕННІ СФЕРОГЛОБОЇДНОГО СУХАРНОГО СИНХРОННОГО  
КАРДАННОГО ШАРНИРА**

**Andrey Sanotskyy**

**BASIC METHODS OF CALCULATION CONTACT STRESSES IN THE SPHERE-  
GLOBOID SYNCHRONOUS CARDAN HINGES**

Під час передачі крутного моменту сферичні кулачки взаємодіють з глобоїдною поверхнею сухаря, при цьому виникають значні зусилля у місці контакту. Для їх розрахунку використаємо теорію контактних деформацій Герца, вважаючи тіла у місці контакту ідеальною сферою (кулачок) та площиною (бічна поверхня глобоїдного сухаря).

Найбільші питомі контактні зусилля розраховують за формулою [1, ст. 387]:

$$P_0 = \frac{3P}{2\pi ab}, \quad (1)$$

де  $P$  – зусилля в контакті;

$a$  і  $b$  – піввісі еліпса плями контакту.

У випадку контакту сфери з площиною пляма контакту перетворюється у круг радіуса  $a$ , звідки:

$$P_0 = \frac{3P}{2\pi a^2}. \quad (2)$$

Величина плями контакту (радіуса  $a$ ) розраховується за формулою:

$$a = n_a \sqrt[3]{\frac{3\eta P}{2\sum k}}, \quad (3)$$

де  $\sum k$  – сума кривин поверхонь контакту. В нашому випадку  $\sum k = \frac{2}{r_k}$ ; де  $r_k$  – радіус

сферичного кулачка;

$\eta$  – коефіцієнт Ляме, який враховує механічні характеристики матеріалу:

$$\eta = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}; \quad (4)$$

$\nu_1, \nu_2$  – коефіцієнти Пуасона для матеріалу кулачка та сухаря відповідно;

$E_1, E_2$  – модулі пружності для відповідних матеріалів;

$n_a$  – коефіцієнт, що визначаємо з таблиць – для кругової плями контакту  $n_a = 1$ .

Вважаючи матеріали кулачка та сухаря близькими за механічними властивостями  $E_1 = E_2 = E$  і  $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ , отримаємо вираз для обчислення радіуса плями контакту:

$$a = \sqrt[3]{\frac{3(1-\nu^2)}{2E} r_k P}. \quad (5)$$

Звідси після відповідних підстановок та перетворень визначимо максимальний тиск у контакті  $\sigma_{\max}$ :

$$\sigma_{\max} = p_0 = \sqrt[3]{\frac{3E^2 P}{2\pi^3 r_k^2 (1-\nu^2)^2}}. \quad (6)$$

Зусилля  $P$  визначається через обертовий момент  $T$ , що передається у механізмі через контактну пару:

$$P = \frac{T}{2R}; \quad (7)$$

де  $R$  – радіус обертання кулачка навколо осі механізму.

Остаточно визначимо зусилля тиску через обертовий момент:

$$\sigma_{\max} = p_0 = \sqrt[3]{\frac{3E^2 T}{4\pi^3 R r_k^2 (1-\nu^2)^2}}. \quad (8)$$

Визначена з виразу (8) величина максимального тиску визначає міцність всього карданного шарніра, довговічність його роботи, величину і швидкість зношування у спряженій парі тертя.

Із виразу (8) можна визначити допустимий максимальний обертовий момент на осі механізму, щоб забезпечити необхідну міцність та працездатність шарнірного механізму, задавши допустиме значення тиску  $[\sigma]$ :

$$T_{\max} < \frac{4\pi^3 [\sigma]^3 R r_k^2 (1-\nu^2)^2}{3E^2}. \quad (9)$$

Аналіз формули (9) показує, що із збільшенням радіуса кулачка  $r_k$  допустимий обертовий момент в шарнірі зростає у квадратичній залежності. Також, в кубічній залежності, збільшується максимально допустиме його значення при використанні якісного матеріалу з термічно обробленою поверхнею та застосуванням мастильних матеріалів, що допускає значні контактні навантаження  $[\sigma]$ . Очевидно, що збільшення радіуса вилки  $R$ , із сферичними кулачками, пропорційно збільшує обертовий момент.

Значення обертового моменту під час одного оберту коливається в певних межах в залежності від кута відхилення між осями  $\gamma$  та коефіцієнта тертя  $\mu$ . Відповідно, обчислене за формулою (9) значення обертового моменту не може бути перевищене в будь-який момент часу при обертанні ведучого чи веденого валів карданного шарніра.

Для досягнення максимального значення моменту в сфероглоббідному сухарному синхронному карданному шарнірі доцільно виготовляти сферичні кулачки із діаметром сфери максимально можливим із конструктивних міркувань, тому що максимальний момент зростає у квадратичній залежності від його радіуса.

#### **Література**

1. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в 3-х томах. Том 2. Под. ред. И. А. Биргенра и Я. Г. Пановко. М.: "Машиностроение", 1968 – 463 с.
2. Механика контактного взаимодействия: Пер. с англ. / Джонсон К. – М.: Мир, 1989 – 510 с.
3. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие. Изд. 3-е, перер. и доп. Под ред. С. В. Серенсена. М.: "Машиностроение", 1975 – 488 с.