

УДК 686.12.056

Б.С. Стеців**ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ РОЛИКООПОР НА
ДИНАМІКУ ЦИКЛОВИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ
ГЕОМЕТРИЧНИМ ЗАМИКАННЯМ ВИЩОЇ
КІНЕМАТИЧНОЇ ПАРИ**

У циклових механізмах з роликовою ведучою або веденими ланками ролик переважно є кульковим або роликовим підшипником, закріпленим консольно або двоопорно. При експериментальних дослідженнях [3] було звернуто увагу на те, що конструкція роликоопори суттєво впливає на динаміку циклового механізму, але конкретних пояснень стосовно внутрішніх явищ, окрім того, що підшипники ковзання викликають менші спалахи додаткових збурюючих коливань, поки що не зроблено.

Коли з певним допущеннями змоделювати зовнішнє кільце роликоопори у вигляді безконечної багатоопорної балки з рухомими діючими навантаженнями, то отримаємо трипролітну балку, бо практично понад чотири ролики підшипника не знаходяться одночасно під нерівномірними навантаженнями.

Визначаємо відповідні деформації зовнішнього кільця й опорні реакції в зонах дії кульок (роликів) при перекочуванні [1]. За цими реакціями знаходимо деформації матеріалів кульок (роликів) і кілець, тобто зближення стінок паза й осі роликоопори. Прогин і зближення визначають амплітуду коливань осі роликоопори відносно стінки паза, і в загальному випадку її можна записати як

$$A = f + w_1 + w_2 = \frac{R_{ni} l^3}{EI} + 1,55 \cdot \left[\sqrt[3]{\frac{R_{ni}^2 (d_1 + d_k)}{E^2 d_1 d_k}} + \sqrt[3]{\frac{R_{ni}^2 (d_3 - d_k)}{E^2 d_3 d_k}} \right], \quad (1)$$

де f – прогин зовнішнього кільця; w_1 – зближення осі пальця відносно осі кульки; w_2 – зближення осі кульки відносно площадки контакту; l – відстань між кульками; E – модуль поздовжньої пружності; I – момент інерції перерізу; R_{ni} – нормальна реакція; d_1 – зовнішній діаметр внутрішнього кільця підшипника; d_k – діаметр кульки; d_3 – внутрішній діаметр зовнішнього кільця.

У випадку роликового підшипника отримаємо

$$A = f + w_1 + w_2 = \frac{R_{ni} l^3}{EI} + \frac{1,84 R_{ni}}{\pi E b} \cdot \left[\frac{2}{3} + \ln \frac{2d_1}{c_1} + \ln \frac{2d_2}{c_2} + \ln \frac{2d_3}{c_3} - \ln \frac{2d_2}{c_2} \right], \quad (2)$$

де d_2 – діаметр ролика; c_1 і c_2 – напівширини площадок контакту; b – довжина ролика.

Миттєве значення амплітуди коливань осі ролика від збурення, викликаного прогином зовнішнього кільця підшипника під дією z -ї кульки

$$A_i = A \sin \left[G \left(\varphi_0 + \frac{2\pi}{z} \right) \right], \quad (3)$$

де A_i – амплітуда i -ї гармоніки; G – номер i -ї гармоніки; φ_0 – кутове положення першої кульки (ролика); z – загальна кількість кульок (роликів).

З наведених формул зрозуміло, що миттєві значення амплітуд залежать від конкретних конструктивних параметрів підшипників і точності їх виготовлення.

Частота коливань осі роликкоопори відносно поверхні паза внаслідок обертання при перекочуванні без проковзування визначається за формулою

$$\varpi = \left[\frac{z(d_1 + d_k)}{2\pi d_k} \right] \cdot \omega = \left[\frac{z(d_1 + d_k)}{2\pi d_k} \right] (\omega_2 \pm \omega_1) \left(\frac{\sin \gamma}{\cos(\gamma + \nu)} - r_p \right), \quad (4)$$

де z – кількість роликів (кульок) у підшипнику; ω_p – кутова швидкість ролика при перекочуванні по поверхні паза.

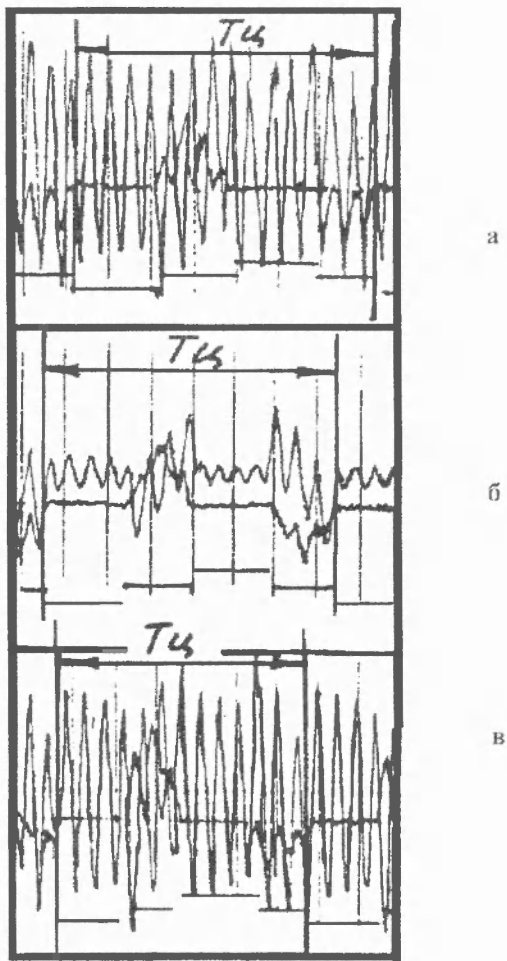
Як бачимо, частота коливань залежить від кутової швидкості роликкоопори, яку для механізму мальтійського хреста можна запозичити з [2].

При аналізі проведених експериментальних досліджень кулачкового механізму (див. рисунок) було виявлено, що зі зміною частоти обертання приводного вала кулачкового механізму частота коливань робочого органу змінюється не пропорційно, а залежить від кутової частоти збурень, тобто від кутової швидкості ролика і конструктивних параметрів підшипника, а також від кількості кульок (роликів) та їх проковзування.

Навіть при зміні частоти обертання ведучого валу у вузьких межах (6 об/хв) спостерігається зменшення або зростання амплітуди коливань у моменти кратності збурюючої і власної частоти системи більш ніж у два рази, що відповідає теоретично визначеним критеріям частотної подібності. Отже, отримані результати дозволяють зробити висновок, що наведені формули можна використовувати при аналізі збурень, що вносить використовуваний закон періодичного руху (ЗПР), і циклограми ведучої або веденої ланок на власні частоти коливань механізму.

Використання запропонованого методу аналізу дає змогу зрозуміти вплив роликкового (кулькового) підшипника як роликкоопори на частоти власних коливань механізму від збурюючих коливань останньої і ЗПР досліджуваних ланок у випадку аналізу їх поведінки та знайти їхні амплітуди. Отже, з'являється спроможність визначення можливих резонансних режимів роботи механізмів без проведення значних за обсягом експериментальних досліджень, що значно прискорює і зменшує вартість проектування вузлів машин. Окрім того, стає реальним обґрунтований вибір кулькових або роликкових підшипників у вузлі роликкоопори приводного водила або веденого коромисла.

У разі виконання роликкоопори з використанням підшипника з напресованим на зовнішнє кільце бандажем амплітуда коливань буде зменшуватися залежно від поперечного перерізу тіла бандажу.



Осцилограми коливань робочого органу в залежності від частоти обертання кулачкового вала при:
а – 84; б – 90; в – 96 об/хв

Аналогічно можна оцінити вплив конструкції опор усіх ведучих або ведених ланок на загальну динаміку машини, врахувавши той факт, що кільця опорних підшипників деформуються менше через те, що їх зовнішнє кільце охоплене тілом корпусу підшипника й основна деформація відбувається в зонах контакту кульок (роликів) з поверхнями (канавками) зовнішнього і внутрішнього кілець.

1. Справочник машиностроителя. М., 1951. Т. III. 2. Стєців Б.С. Вплив пружного ковзання на роботоздатність вищих контактних пар у циклових механізмах // Наукові записки УАД. 2001. №3. С.16–18. 3. Титов Г.Н. Влияние дискретной автоматической обработки профилей на динамику кулачковых механизмов. Дис... канд.техн.наук: Львов, 1976.

Стаття надійшла до редколегії 28.01.2000