

УДК 621.833.031

Дослідження впливу виду посадки підкладного кільця на частоту власних коливань силової хвильової зубчастої передачі

М.В.Маргуліс¹, О.Г.Приймаков², Ю.О.Градиський³

¹ Приазовський державний технічний університет (м. Маріуполь, Україна);

² Харківський національний університет цивільного захисту України;

³ Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П.Василенка (м. Харків, Україна)

Стаття присвячена дослідженню впливу виду посадки підкладного кільця на частоту власних крутильних і поперечних коливань силових хвильових зубчастих передач. Встановлено оптимальну посадку підкладного кільця в гнучке зубчасте колесо.

Ключові слова: посадка, зазор, натяг, кільце, частота, збудження коливання, зубчаста передача, хвильова передача, напружений стан

Постановка проблеми. Доведено [1-5], що оптимальною конструкцією гнучких зубчастих коліс силових хвильових зубчастих передач (СХЗП) є двошарова металоолімерна, тобто полімерне (композитне) підкладне кільце запресовується на внутрішню поверхню гнучкого зубчастого колеса з металу (сталі 40ХНМА, 30ХГСА, ШХ-15 та інші).

Складна динаміка хвильового зубчастого зачеплення, підсилена зовнішнім навантаженням циклічного характеру з можливим перевантаженням, вимагає особливого підходу до визначення власних коливань СХЗП, в тому числі і при установці підкладного кільця.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз літератури [1-5] доводить, що лише авторам даної статті вдалося визначити вплив виду посадки підкладного кільця на рівень частот власних крутильних та поперечних коливань СХЗП.

Постановка мети дослідження. Отже, метою даної статті є визначення частот власних коливань СХЗП в залежності від виду посадки підкладного кільця в гнучке зубчасте колесо для встановлення оптимального виду цієї посадки.

Викладення основного матеріалу. Для конструкції високомоментних хвильових зубчастих передач (ХЗП) з дисковим генератором хвиль (ГХ) характерна установка в гнучке зубчасте колесо (ГЗК) підкладного кільця, що фіксується в осьовому напрямку (рис. 1) [1].

Воно збільшує радіальну жорсткість ГЗК і розвантажує його від контактних напружень, що виникають при коченні дисків ГХ по внутрішній поверхні ГЗК при деформуванні підкладного кільця (ПК) і ГЗК в процесі хвильового

зачеплення. В зв'язку зі складним напруженим станом ГЗК при роботі розглянутих ХЗП під навантаженням необхідно строге обґрунтування застосовуваного виду посадки у вузлі ГЗК-ПК. При виборі посадки повинні враховуватися як вплив її на напружений стан, так і на частоту власних коливань вузла ГЗК-ПК з метою виключення резонансу з частотою збуджуючих сил, що виходять від ГХ. Дане питання актуальне, але в літературі не освітлене. Розглянемо доцільність застосування тієї або іншої посадки ПК у ГЗК.

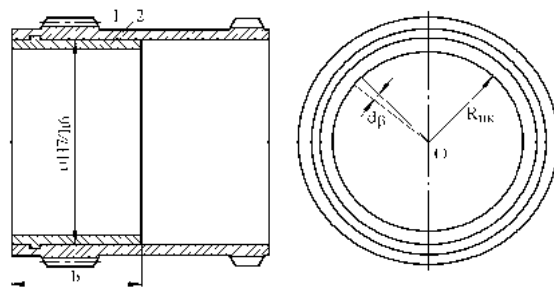


Рис. 1. Розрахункова схема посадки підкладного кільця 2 в гнучке зубчасте колесо 1 високомоментної хвильової зубчастої передачі

Посадка з гарантованим зазором проста у виконанні, але збільшує сумарну радіальну піддатливість системи ГЗК-ПК-ГХ при передачі навантаження, відповідно зменшуючи глибину заходу зубів у хвильовому зачепленні (ХЗ). Це може порушувати працездатність передачі через вихід зубів (дрібномодульних – 1...2,5 мм) із зачеплення («проскакування зубів»). Посадка з натягом ПК у ГЗК складна через тонкостінність

($t_{cm} \approx (0,01...0,015) D_{cp}$) і великих діаметрів оболонок, розглянутих ХЗП ($D_{cp} = 0,7...2,5$ м). Крім того, натяг створює додаткові напруження розтягнення в важконавантаженій ГЗК. Відомо [2], що зовнішні й внутрішні тиски в з'єднаннях деталей, особливо тонкостінних, впливають на частоти їх власних коливань. Це характерно і для складальної одиниці ГЗК-ПК, в якій при посадці з натягом ГЗК виникає внутрішній, а ПК – зовнішній контактний тиск від ГЗК і контактний тиск від дисків ГХ, що суттєво ускладнює напружений стан деталей, що сполучаються. При роботі в таких умовах складальної одиниці ГЗК-ПК частоти власних коливань його, враховуючи великі діаметральні розміри, можуть понизитися до частот власних коливань збурюючих сил від ГХ і привести систему до резонансу.

Дослідимо вплив посадки з натягом на власні частоти ПК, використовуючи енергетичні методи теорії оболонок [3]. Для форми коливань з двома хвилями в окружному напрямку при дисковому ГХ радіальні прогини ПК $\omega_{ПК}$ досить точно апроксимуються виразом:

$$\omega_{ПК} = \omega_0 \cos 2\beta \sin \omega_{ПК} t, \quad (1)$$

де ω_0 – амплітудні значення радіального прогину, обумовлені при розрахунках ВЗП; β – кут повороту генератора хвиль; $\sin \omega_{ПК} t$ – функція часу; $\omega_{ПК}$ – кругова частота. Для трьоххвильової передачі слід брати в формулі (1) $\cos 3\beta$ [4, 5].

Переміщення точок ПК в окружному напрямку $v_{ПК}$ виразимо через радіальний прогин як:

$$v_{ПК} = \left(\frac{\omega_0}{2} \right) \cos 2\beta \sin \omega_{ПК} t. \quad (2)$$

Потенційна енергія деформації ПК визначається з виразу:

$$P_{ПК} = \frac{\left[\frac{E I_{ПК}}{2 R_{ПК}} \right] \int_0^{2\pi} \left(\frac{\partial^2 \omega_{ПК}}{\partial \beta^2} + \omega_{ПК} \right)}{d \beta}, \quad (3)$$

де $I_{ПК}$ – момент інерції поперечного перерізу ПК; E – модуль пружності; $R_{ПК}$ – радіус серединної поверхні підкладного кільця.

Підставивши вираз (2) в (3), одержимо:

$$P_{ПК} = \frac{9 E I_{ПК} \pi \omega_0^2 \sin^2 \omega_{ПК} t}{2}. \quad (4)$$

Кінетична енергія підкладного кільця визначається з виразу:

$$T_{ПК} = \left(\frac{\gamma F_{ПК}}{2 g} \right) \times \times \int_0^{2\pi} \left[\left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2} \right) \omega + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right) v \right] R_{ПК} \beta, \quad (5)$$

де γ – щільність матеріалу ПК; $F_{ПК}$ – площа поперечного перерізу ПК; g – прискорення вільного падіння.

З урахуванням виразів (1) і (2) з (5) одержимо:

$$T_{ПК} = \frac{5 \gamma F_{ПК} \pi R_{ПК} \omega_0^2 \sin^2 \omega_{ПК} t}{8 g}. \quad (6)$$

З умови максимумів потенційної й кінетичної енергії одержимо формулу для кругової частоти власних коливань ПК, що не сприймає контактного тиску, у вигляді:

$$\omega_{ПК} = \sqrt{\frac{36 E I_{ПК} g}{5 \gamma F_{ПК} R_{ПК}^4}} \quad (7)$$

По відомій круговій частоті визначаємо частоту власних коливань ПК $f_{ПК}$ у вигляді:

$$f_{ПК} = \frac{\omega_{ПК}}{2 \pi} = \frac{1}{2 \pi} \sqrt{\frac{36 E I_{ПК} g}{5 \gamma F_{ПК} R_{ПК}^4}} \quad (8)$$

Вплив посадки з натягом у складальній одиниці ГЗК-ПК будемо враховувати у вигляді кінетичної енергії контактної тиску між ГЗК і ПК. З ПК довжиною $b_{ПК}$ виділимо ділянку розміром в окружному напрямку, рівну $R_{ПК} d \beta$ (рис. 1). Кінетична енергія контактної тиску на елементарній ділянці з урахуванням (1) визначається з виразу:

$$dT_q = \frac{q b_{ПК} R_{ПК} d \beta}{2 g} \frac{d \omega^2}{d t^2} \omega = \frac{q b_{ПК} \omega_{ПК}^2 \sin \omega_{ПК} t}{2 g} \cos^2 \beta d \beta \quad (9)$$

Виконавши інтегрування по контуру всієї поверхні ПК, сполученої з ГЗК (рис. 1), одержимо вираз для кінетичної енергії контактної тиску у вигляді:

$$T_q = \frac{q b_{ПК} R_{ПК} \pi \omega_0^2 \omega_{ПК}^2 \sin \omega_{ПК} t}{2 g}. \quad (10)$$

Підставивши вираз (10) у формулу (6) з урахуванням (1), аналогічно вище викладеному, одержимо формулу для визначення власної частоти коливань ПК з урахуванням посадки з натягом у з'єднанні:

$$f_{qPK} = f_{PK} \sqrt{\frac{1}{1 + \xi_q}}, \quad (11)$$

де ξ_q – безрозмірний коефіцієнт, що враховує вплив натягу на власну частоту коливань і визначається як:

$$\xi_q = \frac{4qb_{PK}}{5\gamma - F_{PK}}. \quad (12)$$

Висновки. Виконані нами розрахунки частот власних коливань ПК при розробці ряду силових ВЗП показали наступне [4, 5]:

1) використання посадок з натягом у складальній одиниці ГЗК-ПК суттєво знижує параметр f_{PK} і може вийти в зону резонансу;

2) раціональне з'єднання ПК з ГЗК виконувати по посадці Н7/h7 (з «нульовим» зазором), яка практично не зменшує глибину заходу зубів у хвильовому зачепленні й сумарну жорсткість ВЗП в площині ГВ-ВЗ;

3) порівняння результатів експериментів з розрахунками частот власних коливань вузла ПК-ГЗК показали задовільну збіжність (8-11%);

4) отримані залежності по визначенню необхідної посадки в з'єднанні ГЗК-ПК дозво-

ляють виключити явище резонансу і вихід зубів із зачеплення, забезпечуючи надійну працездатність важконавантаженої ХЗП, зокрема, трьоххвильової.

Література

1. Маргулис М.В. Методика определения низших частот собственных колебаний гибких звеньев высокомоментных волновых передач / М.В.Маргулис // Вестник машиностроения. – 1986. – № 11. – С. 11 - 14.

2. Дмитриев В.А. Детали машин / В.А. Дмитриев – Л.: Судостроение, 1970. – 192 с.

3. Вольмир А.С. Нелинейная механика пластин и оболочек / А.С. Вольмир – М.: Наука, 1972. – 540 с.

4. Маргулис, М.В. Снижение материалоемкости машин. – Киев: Знание, 1985. – 64 с. (Серия VIII «Новое в науке, технике, производстве», № 24).

5. Приймаков, А.Г. Теория и конструирование силовых волновых зубчатых передач. / А.Г. Приймаков, Ю.С. Воробьев, Г.А. Приймаков // Монография. – Харьков: «Оберіг», 2010. – 352 с.

Анотація

Исследование влияния вида посадки подкладочного кольца на частоту собственных колебаний силовой волновой зубчатой передачи

М.В.Маргулис, А.Г.Приймаков, Ю.А.Градыский

Статья посвящена исследованию влияния вида посадки подкладочного кольца на частоту собственных крутильных и поперечных колебаний силовых волновых зубчатых передач. Установлено оптимальную посадку подкладочного кольца в гибкое зубчатое колесо.

Ключевые слова: посадка, зазор, натяг, кольцо, частота, возбуждение колебания, зубчатая передача, волновая передача, напряженное состояние

Abstract

Research of influence of landing type of lining ring on free frequency of power wave gearings

M.V.Margulis, A.G.Priymakov, Y.A.Gradyskiy

Article is devoted to research of influence of landing type of lining ring on frequency of it's own torsional vibrations and cross-section fluctuations of power in wave tooth gearings. An optimum landing of a lining ring in flexible gear wheel is established.

Keywords: fit, clearance, preload ring, the frequency of the excitation oscillation, gear, wave transmission, the state of stress

Представлено: В.А.Войтов / Presented by: V.A.Vojtov

Рецензент: В.М.Лукьяненко / Reviewer: V.M.Luk'janenko

Подано до редакції / Received: 25.02.2014