УДК 621. 822:681.2:369.64

В.І. Марчук, І.В. Марчук, М.В. Олексин, А.М. Ештеіві
Луцький національний технічний університет

ДО АНАЛІЗУ ДЖЕРЕЛ ТА ПРИЧИН ПОХОДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙ В КОНІЧНИХ РОЛИКОПІДШИПНИКАХ

В роботі на підставі системного підходу проведено аналіз причин походження вібрацій в конічних роликопідшипниках, подано параметричну оцінку кожного виду вібрацій. Встановлено, що особливе значення на етапі виготовлення підшипника повинно приділятись технологічним дефектам поверхонь кілець та роликів, які являються джерелами високочастотних технологічних вібрацій

Ключові слова: *вібрації, дефект, кільце.*

В.И. Марчук, И.В. Марчук, М.В. Олексин, А.М. Ештеиви

К АНАЛИЗУ ИСТОЧНИКОВ И ПРИЧИН ПРОИСХОЖДЕНИЯ ВИБРАЦИЙ В КОНИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКАХ

В работе на основе системного подхода проведен анализ причин происхождения вибраций в конических роликоподшипниках, подано параметрическую оценку каждого вида вибраций. Установлено, что особое значение на этапе изготовления подшипника должно уделяться технологическим дефектам поверхности колец и роликов, которые являются источниками высокочастотных технологических вибраций

Ключевые слова: *вибрации, дефект, кольцо.*

V. Marchuk, I. Marchuk, M. Oleksin, A. Eshteivi

TO ANALYZE THE SOURCES AND CAUSES VIBRATIONS IN ORIGIN TAPERED ROLLER

The work on the basis of a systematic approach analyzes the causes vibrations in the origin of tapered roller bearings, filed parametric evaluation of each type of vibration. Found that special importance during the manufacture of the bearing should be given to technological defects surface rings and rollers that are sources of high-frequency vibration technology

Keywords: *vibration defect ring.*

Однією з основних задач, що стоять у даний час перед вітчизняною підшипниковою промисловістю, є зниження рівнів вібрації і шуму підшипників кочення. Головним напрямком рішення цієї задачі є вдосконалення технології виготовлення підшипників: підвищення геометричної точності кілець і тіл кочення (кульок і роликів), зменшення шорсткості робочих поверхонь, використання ізотропних по пружних властивостях вихідних матеріалів, забезпечення високого ступеня очищення мастильних матеріалів і деталей, а також чистоти складання, належних умов монтажу й експлуатації. Очевидно, що здійснення перерахованих заходів вимагає великих витрат і повинне бути економічно обґрунтоване. Деталі сучасних високоточних і малошумних підшипників повинні відповідати настільки високим вимогам, що реалізувати ці вимоги в умовах масового і, тим більше, серійного багатономенклатурного виробництва стає проблематично і досить дорого. У зв'язку з цим виникає питання про те, до якого ступеня варто посилювати допуски на параметри підшипників, де та нижня межа, за яким рівень вібрації визначається вже не похибками деталей підшипників, а їх структурними властивостями.

Відомо, що навіть у тих випадках, коли підшипник можна вважати ідеальним з погляду відсутності похибок геометрії і ізотропності матеріалів деталей, наявності між кільцями і тілами кочення нерозривної пружногідродинамічної мастильної плівки абсолютно чистого від забруднень мастильного матеріалу, підшипник усе-таки вібрує. Подібна вібрація, властива не тільки ідеальним, але в ще більшій мірі і реальним підшипникам, обумовлена їхньою будовою чи, інакше кажучи, структурою, і тому названа структурною вібрацією, що пояснюється, головним чином, двома причинами [1, 2, 3].

Першою причиною є згинаючі деформації кілець підшипника силами, що діють на них з боку тіл кочення. Кільця підшипника згинаються під дією контактних навантажень з боку тіл кочення, приймаючи форму обертового разом з ними багатогранника. Подібні згинаючі деформації передаються на інші деталі машин чи поширюються в навколишньому середовищі (наприклад у повітрі) у вигляді акустичних хвиль - шуму. Частотами такої вібрації є частота проходження тіл кочення по кільцю і кратні частоти : qzf_c, де q=1,2, ...; z - число тіл кочення; f_c - частота обертання сепаратора. У більшості машин і приладів практичне значення можуть мати, головним чином, згинаючі деформації зовнішніх кілець підшипників [1, 2, 3].

Другою причиною структурної вібрації є коливання жорсткості підшипника при обертанні в результаті дії радіальної складової навантаження. В міру переміщення тіл кочення щодо лінії дії

© В.І. Марчук, І.В. Марчук, М.В. Олексин, А.М. Ештеіві

радіального навантаження жорсткість підшипника змінюється періодично з частотами, кратними частоті проходження кульок по необертовому кільцю. Розглядаючи найбільш розповсюджену схему обертового внутрішнього і необертового зовнішнього кілець, одержимо, що в результаті коливань жорсткості будуть виникати відносні переміщення кілець підшипника на тих же частотах, що й у першому випадку [1].

Варто помітити, що незважаючи на очевидність зазначених причин структурної вібрації підшипників, у науково-технічній літературі відсутні систематизовані кількісні оцінки її значимості. Зрозуміло, що рівень такої вібрації відносно невеликий у силу високої жорсткості кілець підшипників, малих значень відношення радіального навантаження до осьового при умовах, характерних для експлуатації більшості типорозмірів підшипників. У підшипниках невисокої точності така вібрація помітно не виявляється. У той же час, із збільшенням точності підшипників, структурна вібрація може грати усе більш помітну роль, і тому необхідна науково-обгрунтована оцінка її значимості [2, 3].

Оцінку значимості структурної вібрації підшипників можна здійснити двома способами. По-перше, порівнюючи розрахункові значення амплітуд зі значеннями, які реєструються на практиці. По-друге, зіставляючи розрахункові значення амплітуд структурної вібрації і вібрації, обумовленої похибками підшипників. В обох випадках порівнюватися повинні амплітуди гармонік вібрації на частотах qzf_c. Перший спосіб оцінки не викликає утруднень, якщо вирішена задача структурної вібрації підшипника і знайдені амплітуди віброприскорень точок зовнішніх кілець при практичних вимірюваннях. Другий спосіб потребує деякого пояснення.

Теорія неідеальних кулькових підшипників з геометричними похибками робочих поверхонь кілець і кульок дозволяє пов'язати спектр похибок зі спектром вібрації [3]. Оскільки структурна вібрація має місце тільки на частотах qzf_c, для проведення порівняння зі спектра вібрації неідеального кулькового підшипника повинні бути виділені саме ці гармонійні складові. З теорії випливає, що вібрація на частотах qzf_c викликається тільки похибками геометрії зовнішнього кільця (у припущенні про ізотропність пружних властивостей матеріалу), причому гармоніками похибок з номерами $\lambda = qz \pm 1$. Середньоквадратичне значення амплітуди вібропереміщень зовнішнього кільця, як твердого тіла, при цьому дорівнює [4]

$$a_{f=qzf_c} = \sqrt{a^2_{\lambda=qz-1} + a^2_{\lambda=qz+1}}\ ,\ A_{f=qzf_c} = \sqrt{a^2_{\lambda=qz-1} + a^2_{\lambda=qz+1}} \qquad (1)$$

перша гармоніка вібропереміщення, що має найбільше значення (на частоті проходження тіл кочення по зовнішньому кільцю zf_c) обумовлюється гармоніками похибок геометрії зовнішнього кільця з номерами $\lambda = z+1$і $\lambda = z-1$, що, без врахування фаз, складаються в (1) середньоквадратичні.

Таким чином, для оцінки значимості структурної вібрації роликового підшипника другим способом варто розрахувати амплітуду першої гармоніки структурної вібрації від двох розглянутих джерел і провести її пряме порівняння з амплітудами гармонік хвилястості зовнішнього кільця з номерами $\lambda = z+1$і $\lambda = z-1$.

Вирішимо задачу структурної вібрації роликового підшипника, обумовленої двома названими причинами, на основі цього рішення розрахуємо амплітуди віброприскорень і вібропереміщень поверхонь зовнішніх кілець, найбільш розповсюджених у машино- і приладобудуванні роликових підшипників з характерними для них експлуатаційними умовами на частотах qzf_c і проведемо порівняння результатів розрахунку з фактичними даними по точності кілець і рівням вібрації для тих же підшипників. Експериментальні дослідження рівня вібрацій проводились на автоматизованому вимірювальному комплексі DVK [3].

Вібрації від пружних коливань зовнішнього кільця

Розглянемо ідеальний роликовий підшипник, що сприймає чисто осьове навантаження F_0, яке рівномірно розподіляється між z роликами. Радіальна складова сили, що діє на зовнішнє кільце в кожній із ліній контакту з роликом, дорівнює

$$Q = F_0 ctg\tau / z\,, \qquad (2)$$

де τ - кут контакту роликового підшипника (вибирається з довідника [251]).

Введемо полярну систему координат з початком у центрі підшипника і відліком від променя, що проходить через центр одного з роликів, умовно названого першим (j=1). Форму кільця визначимо формою його середньої лінії, що перетворюється у вихідне коло при відсутності згинаючих деформацій [3]. Вигин кільця визначимо відхиленням середньої лінії від початкового кола. Це відхилення, що залежить від кута φ, позначимо $u(\varphi)$ і будемо вважати позитивним у

напрямку від центра кільця.

Розкладемо функцію $u(\varphi)$ у ряд Фур'є:

$$u(\varphi) = \sum_{i=2}^{\infty} (a_i \cos i\varphi + b_i \sin i\varphi) \tag{3}$$

Оскільки гармоніки цього розкладання з номерами i=0 та i=1 характеризують рівномірне розтягання всього кільця і його зсув як твердого тіла, відповідно, підсумовування в (2.3) починається з i=2. Для визначення амплітуд гармонійних складовихa_i іb_iрозглянемо віртуальні переміщення $\delta u = \delta a_i \cos i\varphi$ і $\delta u = \delta b_i \sin i\varphi$.До розглянутого кільця в радіальному напрямку з боку z роликів прикладені сили Q. Кутова координата місця прикладання j -ї сили

$$\varphi_i = \frac{2\pi}{z}(j-1), \tag{4}$$

де j=1,2,...,z. Віртуальна робота, чинена j -ю силою,

$$\delta A_j = Q\delta a_i \cos i\varphi_j$$

Повна віртуальна робота визначається підсумовуванням по кульках

$$\delta A = \sum_{j=1}^{z} \delta A_j = Q\delta a_i \sum_{j=1}^{z} \cos i\varphi_j \tag{5}$$

Потенційна енергія пружного вигину кільця визначається рядом [222]

$$П = \frac{EI\pi}{2R_{cp}^3} \sum_{i=2}^{\infty} (i^2-1)^2 (a_i^2 + b_i^2), \tag{6}$$

де E – модуль пружності;

I – момент інерції радіального перетину кільця;

R – радіус геометричного центру поперечного перетину кільця.

Використовуючи вираз (6), знайдемо збільшення потенційної енергії у вигляді

$$\delta П = \frac{\partial П}{\partial a_i}\delta a_i = \frac{EI\pi}{R_{cp}^3}(i^2-1)^2 a_i \delta a_i \tag{7}$$

Прирівнюючи (5) і (7) і проводячи перетворення, одержимо:

$$a_i = \frac{QR_{cp}^3}{EI\pi(i^2-1)^2} \sum_{j=1}^{z} \cos i\varphi_j \tag{8}$$

Розглядаючи аналогічним чином віртуальне переміщення $\delta u = \delta b_i \sin i\varphi$ одержимо вираз для b_i

$$b_i = \frac{QR_{cp}^2}{EI\pi(i^2-1)^2} \sum_{j=1}^{n} \sin i\varphi_j \tag{9}$$

Підставимо в (8) і (9) вираз для кута φ_j (4). Враховуючи відомі тотожності

$$\sum_{j=1}^{z} \sin i\frac{2\pi}{z}(j-1) \equiv 0;$$

$$\sum_{j=1}^{z} \cos i\frac{2\pi}{z}(j-1) \equiv \begin{cases} z, при & i = qz; \\ 0, при\, i \neq qz;\ q = 1,2...; \end{cases}$$

знайдемо:

$$a_i = \begin{cases} \dfrac{QR_{cp}^3 n}{EI\pi(i^2-1)^2}, при\, i = qz & b_i \equiv 0 \\ 0, при\, i \neq qz \end{cases} \tag{10}$$

Підставляючи в (10) вираз для сили Q (2), остаточно одержимо:

© В.І. Марчук, І.В. Марчук, М.В. Олексин, А.М. Ештеіві

$$a_i = \begin{cases} \dfrac{F_0 R_{cp}^3 ctg\tau}{EI\pi(i^2-1)^2}, при\, i = qz \\ 0, при\, i \neq qz \end{cases} \quad (11)$$

У результаті функція $u(\varphi)$, яка характеризує вигин кільця, має вигляд:

$$u(\varphi) = \frac{F_0 R_{cp}^3 ctg\tau}{EI\pi} \sum_{i=2}^{z} \mu_z^i \frac{\cos i\varphi}{(i^2-1)^2}, \quad (12)$$

де $\mu_z^i = \begin{cases} 1, при \quad i = qz; q = 1,2,3... \\ 0, при \quad i \neq qz. \end{cases}$

Структурну вібрацію роликового підшипника при рівномірному обертанні внутрішнього кільця з частотою f_b можна характеризувати функцією $u(\varphi)$ при зміні кута φ у рівнянні (12) за законом $\varphi = 2\pi f_c t$, якщо не враховувати динамічні ефекти чи розглядати дорезонансний режим роботи. Спектр такої вібрації складається з частот $f_i = if_c = qzf_c$, а амплітуди гармонік вібропереміщень поверхні зовнішнього кільця (які реєструються датчиком при вимірюваннях [38]) визначаються виразом (2.11). Загальний рівень вібрації за прискоренням відносно нульового рівня $a_0 = 3 \cdot 10^{-4}\, м/с^2$ розраховується при цьому за формулою

$$A_д = 20\lg\left[\frac{4\pi F_0 R_{cp}^3 ctg\tau\, f_c^2}{EIa_0} \sqrt{\sum_{i=2}^{\infty} \mu_z^i \frac{i^4}{(i^2-1)^4}}\right]. \quad (13)$$

Вібрації від зміни жорсткості роликового підшипника

Для розв'язку задачі структурної вібрації роликового підшипника, обумовленою змінністю його жорсткості при обертанні в умовах комбінованого навантаження, варто вирішити задачу статики ідеального підшипника, що припускає визначення положення внутрішнього кільця щодо зовнішнього по прикладеному навантаженню. Характерною рисою роликового підшипника як пружнодеформаційної системи є статична невизначеність, у зв'язку з чим безпосереднє аналітичне рішення прямої задачі статики в загальному випадку виявляється неможливим [60]. Тому при розрахунках роликового підшипника спочатку вирішується зворотна задача: визначається вектор реакцій $\bar{R} = \left[F_x, F_y, F_z, м_y, м_z\right]^T$ по вектору відносного зміщення кілець $\bar{\Delta} = \left[x, y, z, \theta_y, \theta_z\right]^T$ потім наближеними аналітичними методами [60] чи чисельно [2] вирішується пряма задача статики.

Нелінійність залежності $\bar{R} = \bar{R}(\bar{\Delta})$ робить неможливим точний розв'язок прямої задачі статики роликового підшипника в умовах комбінованого навантаження. При розв'язку зворотної задачі підшипник розділяється на *z* взаємно незалежних контактних груп, де *z*– число роликів, кожна з яких складається з ролика і двох кілець. Для кожного ролика по взаємному положенню кілець розраховуються контактні сили, якщо визначена модель контактної групи, і далі, шляхом підсумовування по всіх роликах, знаходиться вектор реакцій.

Скористаємося загальноприйнятою моделлю Герца контактної групи ролика [3] – кільця, що зв'язує контактну силу *Q* з контактною деформацією ω наступною простою залежністю:

$$Q(\omega) = K_Г \omega^{1,5},$$

де $K_Г$ - коефіцієнт Герца [60].

Положення *j*-го ролика щодо деякої фіксованої точки зовнішнього кільця визначимо кутом $\varphi_j = \gamma + 2\pi(j-1)/n$, де $\gamma_{сз}$ - кут повороту сепаратора щодо зовнішнього кільця. Введемо також основні позначення і правило знаків [3]. При цьому випадку деформаціяj-ої контактної групи ω_j визначається вектором відносного зміщення роликів наступним чином:

© В.І. Марчук, І.В. Марчук, М.В. Олексин, А.М. Ештеіві

$$\omega(\bar{\Delta},\varphi_j)=\begin{cases}\left\|L(\varphi_j)\cdot\bar{\Delta}-\bar{l}'\right\|, якщо \left\|L(\varphi_j)\cdot\bar{\Delta}-\bar{l}'\right\|\succ 0;\\ 0, если \left\|L(\varphi_j)\cdot\bar{\Delta}-\bar{l}'\right\|\le 0,\end{cases}$$

де

$$L(\varphi_j)=\begin{bmatrix}1 & 0 & 0 & -R_B\cos\varphi_j & -R_B\sin\varphi_j\\ 0 & \sin\varphi_j & \cos\varphi_j & 0 & 0\end{bmatrix};\bar{l}'=l'\begin{bmatrix}\sin\tau_0\\ \cos\tau_0\end{bmatrix}$$

l' - початкова відстань між внутрішнім і зовнішнім кільцями визначена в радіальній січній площині, що проходить через вісь *j*-го ролика і центр внутрішнього кільця.

$\cos\tau=(R_b+r_b)-(R_з+r_з)/l'$, де

$l'=r_з+r_в-d_m$;

τ - кут контакту;

$r_з$, $r_в$ - відповідно початковий радіус зовнішнього і внутрішнього кілець;

$R_з$, $R_в$ - кінцеві радіуси зовнішнього і внутрішнього кілець;

d_m - діаметр ролика.

Робочий кут контакту *j* - го ролика з кільцями розраховується за формулою:

$$\tau(\bar{\Delta},\varphi_j)=arctg\left(\frac{L^1(\varphi_j)\cdot\bar{\Delta}}{L^2(\varphi_j)\cdot\bar{\Delta}}\right),$$

де L^1 - перший, а L^2 - другий рядок матриці $L(\varphi_j)$.

Складова вектора навантаження на роликовий підшипник $\bar{F}$, обумовлена контактними силами з боку *j*-го ролика,

$$\bar{F}\varphi_j=\left[F_x,F_y,F_z,м_y,м_z\right]^T\varphi_j=\bar{E}(\tau)Q(\omega) \qquad (14),$$

де

$$\bar{E}(\tau)=\left[-\sin\tau,0,-\cos\tau,R_B\sin\tau,R_B\cos\tau,-r_B\right]^T.$$

Позначимо через $T(\varphi_j)$ матрицю, що зв'язує координати вектора $\bar{F}\varphi_j$ в базисі OXZ з координатами того ж вектора в базисі $\varphi_j X\varphi_j Y\varphi_j\varphi_j$:

$$T(\varphi_j)=\begin{bmatrix}1 & 0 & 0 & 0 & 0\\ 0 & \cos\varphi_j & \sin\varphi_j & 0 & 0\\ 0 & -\sin\varphi_j & \cos\varphi_j & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & \cos\varphi_j & \sin\varphi_j\\ 0 & 0 & 0 & -\sin\varphi_j & \cos\varphi_j\end{bmatrix}$$

Тоді розв'язок зворотної задачі статики роликового підшипника має вигляд:

$$\bar{R}(\bar{\Delta})=\sum_{\varphi_j}T(\varphi_j)\cdot\bar{F}\varphi_j=\sum_{\varphi_j}T(\varphi_j)\cdot\bar{E}(\tau)\cdot Q(\omega)\cdot \qquad (15)$$

Пряму задачу статики, що припускає визначення вектора відносного зсуву кілець $\bar{\Delta}$ за кутом повороту сепаратора γ_c і вектору навантаження $\bar{P}=[P_x,P_y,P_z,G_y,G_z]^T$, варто розглядати як задачу визначення кореня $\bar{\Delta}$ рівняння $\bar{R}(\bar{\Delta})=\bar{P}$. Чисельний розв'язок цієї задачі зручно здійснювати методом Ньютона-Рафсона. Для цього на кожному кроці ітерацій за відомими правилами диференціювання обчислюється дотична матриця жорсткості наступного виду:

© В.І. Марчук, І.В. Марчук, М.В. Олексин, А.М. Ештеіві

$$\frac{\partial R}{\partial \bar{\Delta}} = \sum_{\varphi_j} T(\varphi_j) \left\{ \frac{\partial \bar{E}_1}{\partial \tau}(\tau) \cdot \frac{\partial \tau}{\partial \bar{\Delta}}(\varphi_j, \bar{\Delta}) \cdot Q(\omega) + \bar{E}(\tau) \frac{\partial Q}{\partial \omega}(\omega) \cdot \frac{\partial \omega}{\partial \bar{\Delta}}(\varphi_j, \bar{\Delta}) \right\}. \quad (16)$$

Розрахунки закінчуються, якщо $\left\| \bar{R}(\bar{\Delta}) - \bar{P} \right\|$ стає менше 0,01 (у системі одиниць Н, мм). Реалізація даного алгоритму розв'язку задачі статики на ЕОМ довела його високу ефективність - необхідне число ітерацій при належному виборі першого наближення не перевищує 7. Як показали розрахунки багатьох типів роликових підшипників, значиму величину має тільки перша гармоніка спектра вібрації на частоті zf_c, гармоніки вищих порядків малі по амплітуді і практичного значення не мають.

Порівняння розрахункових значень амплітуд віброприскорень роликових підшипників, обумовлених згинаючими коливаннями зовнішнього кільця при осьових навантаженнях, характерних для випробувань цих підшипників на привідних установках [4] зі значеннями, встановленими нормами на вібрацію малошумних роликових підшипників, показує, що розрахункові значення на 11- 23 дБ нижче встановлених норм для відповідного діапазону частот. Розрахункові значення амплітуд віброприскорень, обумовлених коливаннями жорсткості підшипника, настільки малі, що в ряді випадків прийнятої точності розрахунків виявлялося недостатньо для виявлення такої вібрації. Таким чином, при випробуваннях на приводних установках структурна вібрація важливої ролі не відіграє.

Для оцінки значимості структурної вібрації роликового підшипника величина її амплітуди повинна порівнюватися з допусками на амплітуди гармонік хвилястості деталей підшипників. В даний час загальні допуски на хвилястість доріжок кочення зовнішніх кілець наприклад 2-го класу точності досягають 0,1-0,2 мкм, у залежності від розмірів кілець. У такий спосіб структурна вібрація буде значимою, якщо її амплітуда виявиться більш 0,1-0,2 мкм. Як випливає з [1], визначаючі структурну вібрацію параметри при вимірах вібрації на приводних установках завжди, принаймні, на порядок, менші зазначених допусків на хвилястість, і тому структурна вібрація в цьому випадку ніякої ролі не відіграє. Амплітуди структурної вібрації роликового підшипника, обумовленої згинаючими деформаціями зовнішнього кільця при важкому осьовому натягу, виявляються рівними чи приблизно рівними допускам на хвилястість доріжок кочення кілець підшипника класу точності 2. Амплітуди структурної вібрації, викликані коливаннями жорсткості, при важкому натягу і дуже великому відношенні радіального навантаження до осьового в переважній більшості випадків значно менші допусків на хвилястість.

З виконаного аналізу випливає, що вібрація роликового підшипника при характерних умовах контролю й експлуатації обумовлюється не конструктивними особливостями (структурою) підшипника, а технологічними похибками, умовами змащення й іншими причинами. Рівень структурної вібрації сучасних високоточних роликових підшипників не перевищує рівня вібрації, викликаної технологічними причинами, зокрема, похибками макрогеометрії доріжок кочення кілець, а також хвилястістю їх робочих поверхонь.

Найбільше значення має структурна вібрація роликового підшипника, обумовлена згинаючими коливаннями зовнішніх кілець у результаті їхнього навантаження роликами, що рухаються. Амплітуди коливань поверхонь зовнішніх кілець при цьому можуть бути досить великими, подібні коливання можливо є значимими джерелами акустичного шуму.

Вібрація підшипника, обумовлена коливаннями його жорсткості при обертанні в умовах комбінованого навантаження, у реальних підшипниках дуже мала і це джерело вібрації в машинах і приладах можна не враховувати [1, 2, 3].

Вібрації від конструктивної недосконалості роликопідшипника.

Вібрації підшипників кочення характеризуються щільним частотним складом і вважаються основним джерелом вібрацій валів підшипникових опор. Природа виникнення вібрацій підшипників кочення пояснюється їх конструктивними особливостями, похибками виготовлення та умовами експлуатації тобто знаходиться в залежності від конструктивних, технологічних та експлуатаційних факторів. Оскільки ці три групи факторів взаємопов'язані між собою то проблему зниження рівня і характеру вібрацій підшипникових вузлів і підшипників необхідно розглядати комплексно з урахуванням конструктивно-технологічних особливостей та умов експлуатації, його призначенням, технічних умов на виготовлення типорозміру підшипника, типу виробництва тощо.

Основною конструктивною відмінністю підшипників кочення від підшипників інших видів є наявність розміщеного в сепараторі комплекту тіл кочення (кульок, роликів), призначеного для

передачі навантажень між рухомим і нерухомим кільцями. При перекочуванні тіл кочення під навантаженням, внаслідок змінності реакцій контактів між деталями підшипників, виникають циклічні зміни жорсткості підшипника. Внаслідок цього навіть геометрично ідеальний підшипник здатен генерувати вібрацію [1].

Вібрації, обумовлені циклічною зміною жорсткості підшипників, належать до параметричних коливань [2].

Першою причиною виникнення цих вібрацій у зібраного з попереднім натягом підшипника є згинальні деформації його кілець силами, що діють на них з боку тіл кочення. Під дією контактних навантажень кільця деформуються, приймаючи форму багатокутника, що обертається синхронно з комплектом тіл кочення. Частота такої вібрації дорівнює частоті породження тіл кочення по зовнішньому кільцю підшипника ($f_{м/з}$). Однак, внаслідок значно вищої жорсткості кілець підшипників порівняно з тілами кочення рівень цієї вібрації незначний.

Якщо на підшипник, крім зусиль попереднього натягу, діє радіальне навантаження, то виникає другий тип вібрацій. Причиною виникнення цих вібрацій є те, що під дією радіального навантаження пружні переміщення в зонах контакту тіл кочення з кільцем змінюються із зміною положення комплекту тіл кочення відносно вектору дії навантаження. Внаслідок цього виникають поперечні коливні рухи з частотою $f_{м/з}$ як в напрямку дії радіального навантаження, так і в перпендикулярному до нього напрямку. Величина такої вібрації стає суттєвою тільки при радіальних навантаженнях, що викликають розвантаження підшипника, тобто утворення зазорів між біговими доріжками і тілами кочення.

Певний вплив на формування загального спектру вібрацій підшипника має й сепаратор.

Сепаратори можуть здійснювати складні коливні рухи відносно кілець і тіл кочення. Поряд із відносним обертанням з комплектом тіл кочення, має місце переносний рух центру мас сепаратора. Причиною цього є відносно великі зазори між тілами кочення і стінками гнізд в сепараторі, а також між сепаратором і базуючим кільцем.

Для пояснення причин походження коливальних рухів в конічному роликопідшипнику під час обертання валу з'єднаного з внутрішнім кільцем розглянемо конструктивну схему (рис. 1). Конструкція підшипника не забезпечує повного уникнення ковзальних контактів між окремими деталями, що призводить до виникнення небажаних моментів опору обертанні, погіршення віброакустичних характеристик вузла тощо.

Відносні швидкості між контактуючими деталями конічного роликопідшипника визначаються виходячи з частоти обертання внутрішнього кільця при нерухомому зовнішньому кільці, за формулами [1]:

$$\text{Сепаратор – внутрішнє кільце} - n_{с/в} = \frac{\sin\alpha}{\sin\alpha + \sin\beta} n_{в/з} \tag{17}$$

$$\text{Сепаратор – зовнішнє кільце} - n_{с/в} = \frac{\sin\beta}{\sin\alpha + \sin\beta} n_{в/з} \tag{18}$$

$$\text{Ролик – сепаратор} - n_{m/c} = \frac{\sin\beta}{\sin\varepsilon} n_{с/в} \tag{19}$$

Неузгоджені частоти що виникають в підшипнику визначаються з виразів [1]

$$\text{Відносна частота ролика } f_{md} = 2 \cdot n_{m/c} \tag{20}$$

$$\text{Відносна частота внутрішнього кільця } f_{вmd} = Z \cdot n_{с/в} \tag{21}$$

© В.І. Марчук, І.В. Марчук, М.В. Олексин, А.М. Ештеіві

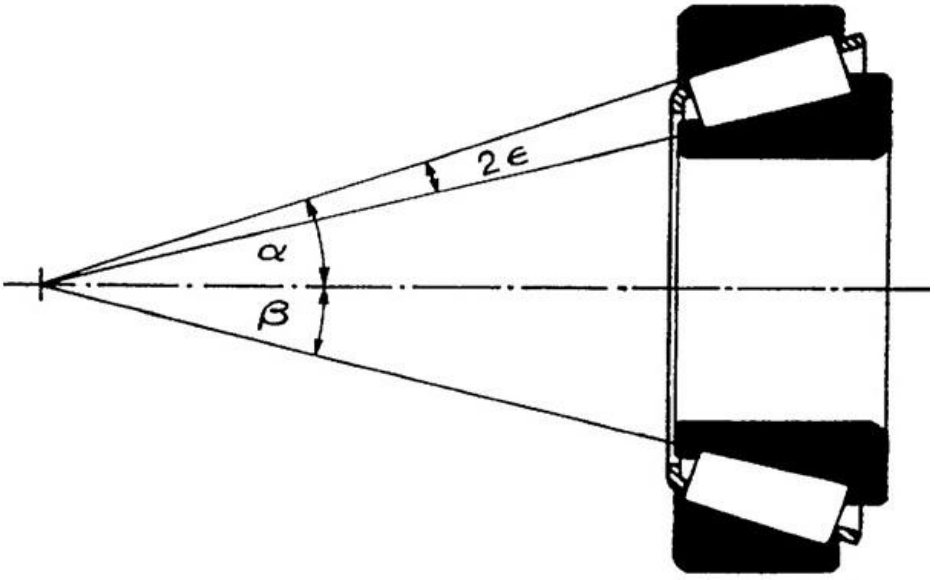

Рис.1. - **Конструктивна схема конічного роликопідшипника**

Відносна частота зовнішнього кільця $f_{зтd} = Z \cdot n_{с/з}$ (22)

де Z - кількість роликів (тіл кочення) в підшипнику;

$n_в$ - число обертів вала (внутрішнього кільця) $n_в = 1800\,хв^{-1}$, $\alpha = 20^\circ = 0{,}3491\,рад$,

$2\varepsilon = 4^\circ 56'0'' = 4{,}933^\circ = 0{,}0861\,рад$, $\varepsilon = 0{,}0431\,рад$, $\beta = 0{,}263\,рад$

Кінематичну недосконаліть роликопідшипника можливо з'ясувати шляхом визначення кутових швидкостей складових деталей та встановлення співвідношень між значеннями цих швидкостей.

Якщо внутрішнє кільце підшипника обертається з кутовою швидкістю $\omega_в$, а зовнішнє з $\omega_з$, то швидкість обертання сепаратора [38]

$$\omega_c = K_1 \cdot \omega_в + K_2 \omega_з \tag{23}$$

де $K_1 = 1/2\left(1 - \frac{d_m}{D_0} \cdot \cos\alpha\right)$; $K_2 = 1/2\left(1 + \frac{d_m}{D_0} \cdot \cos\beta\right)$

d_m - середній діаметр ролика; D_0 - середній діаметр підшипника, визначений від точок перетину осей протилежних роликів з січними площинами, які проходять через геометричну середину довжини ролика перпендикулярно до його поздовжньої осі.

Кутова швидкість обертання тіл кочення (роликів) відносно своєї осі:

$$\omega_m = (\omega_з - \omega_в)\frac{2D_0}{d_m} K_1 \cdot K_2, \tag{24}$$

Жорсткість підшипника в напрямку дії статичного навантаження за умов групового переміщення комплекту роликів в кількості Z штук з кутовою швидкістю ω_c визначається [38]:

$$C = C_m(1 - \mu\cos Z\omega_c t), \tag{25}$$

де C_m - середня жорсткість; t - час контакту ролика з поверхнею на доріжці кочення $t \approx 2b/(r\omega_в)$, де $2b$ - ширина поверхні контакту ролика з доріжкою в напрямку обертання; r - середній радіус доріжки кочення внутрішнього кільця;

μ - коефіцієнт, величина якого залежить від числа тіл кочення, наприклад для $Z = 9$ $\mu = 0{,}026$, а для $Z = 15$ $\mu = 0{,}012$ [38].

Періодична зміна жорсткості викликає в підшипнику вимушені коливання з частотою $Z \cdot \omega_c$ з резонансом при $Z \cdot \omega_c = \Omega$ і параметричні коливання з головним спектром

$1/2Z \cdot \omega_c = \Omega$, де Ω - нижча власна частота поперечних коливань системи. Досить незначне значення коефіцієнта μ для конічних роликопідшипників ($Z \geq 9$) і хороші демпфуючі властивості дозволяють вважати, що параметричні коливання в підшипниках кочення не мають суттєвого значення.

Переносний рух центру мас сепаратора при нормальних умовах роботи викликає вібрацію на частоті обертання комплекту роликів $f_{c/з}$ (частота обертання сепаратора відносно нерухомого зовнішнього кільця) з відносно малою амплітудою, пропорційною масі сепаратора, квадрату частоти коливань і зазору між сепаратором та базуючим кільцем [48].

Як видно з наведених виразів (17-25) всі види вібрацій, пов'язаних із конструктивними особливостями підшипників кочення, проявляються на чітко визначених частотах (f_{md}, $f_{вmd}$, $f_{зmd}$) і не мають суттєвого впливу на формування вихідної точності підшипників і підшипникових вузлів.

Висновки:Таким чином, за результатами виконаних досліджень можна констатувати:

- розроблений алгоритм і програма моделювання спектра віброприскорень зовнішнього кільця з врахуванням згинаючих коливань і різних відхилень основних параметрів доріжок і тіл кочення. Експериментальні дослідження підтвердили результати, отримані розрахунковим методом;

- отримана й експериментально перевірена формула розрахунку рівня вібрації при різних частотах обертання внутрішнього кільця.

Літературні джерела:

1.Джугурян Т.Г. Обработка деталей на отделочно-расточных станках / Т.Г. Джугурян, П.А. Линчевский, О.А. Оргиян. – К.: Техника, 2000. – 300 с.

2.Рыжов Э.В. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин / Э.В. Рыжов, А.Г. Суслов, В.П. Федоров. – М.: Машиностроение, 1979. – 176 с.

3.Якимов А.В. Прерывистое шлифование / А.В. Якимов, Ю.А. Бояршинов и др. // Вестник машиностроения. – 1967. – №3. – С. 76-78.

4.Равенець Л.М., Марчук І.В., Марчук С.В. До визначення власних частот шпиндельного вузла безцентрово-шліфувального автомата SASL 5D для шліфування поверхонь обертання кілець роликопідшипників Збірник наукових праць Інформаційні технології в освіті, науці та виробництві, Випуск № 1(2) – Одеса.: АО Бахва, 2013.- С

5.Управление процессом шлифования / [А.В. Якимов, А.Н. Паршаков, В.И. Свирщев, В.П. Ларшин]. – К.: Техніка, 1983. – 184 с.

Стаття надійшла до редакції 10.05.2017

© В.І. Марчук, І.В. Марчук, М.В. Олексин, А.М. Ештеіві