



Також в результаті проведених досліджень було встановлено, що найбільшою проблемою в телескопічних гвинтових транспортерах є збереження однакового зазору між кожухом та спіраллю в різних секціях телескопа, що значно впливає на час викочування та заочування рухомої в осьовому напрямку частини шнека на нерухому та на появу і величину крутильних і згинальних коливань. Встановлено, що продуктивність перевантаження вантажів телескопічним гвинтовим транспортером не відрізняється від продуктивності перевантаження цих матеріалів традиційними гвинтовими конвеєрами.

Література:

1. Синтез телескопічних гвинтових конвеєрів. /Лв. Б. Гевко, В. З. Гудь, І. М. Шуст та інш. // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. — Х., Випуск 168, — 2016, — С. 85-91.
2. Перспективні гвинтові конвеєри: конструкції, розрахунок, дослідження / Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Ляшук О. Л., Гудь В. З., Дячун А. Є., Мельничук А. Л., Слободян Л. М. — Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. — 212 с.

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ ОСІ ШВИДКООБЕРТАЮЧОГО ШПИНДЕЛЯ ВЕРСТАТА ПІД ДІЄЮ ГІРОСКОПІЧНИХ СИЛ

Гурей В.І., к.т.н., Дмитерко П.Р., к.т.н., Кузьо І.В. д.т.н., професор
Національний університет «Львівська політехніка»

Довговічність деталей машин залежить від якості обробки робочої поверхні та стану поверхневого шару, який формується під час фінішних робіт технологічного процесу обробки деталей. Експлуатаційні властивості деталі є функцією параметрів стану оброблюваної поверхні та поверхневого шару [1].

Інструмент встановлюється на шпинделі верстата після його статичного врівноваження, але досягнути повного балансування інструменту є складно. При високих швидкостях обертання ($60-200 \text{ с}^{-1}$) інструменту через незбалансованість та неточність його установки на верстаті відбувається зсув осі шпинделя. Площина інструмента не є строго перпендикулярною до осі обертання, а нахилена під невеликим кутом. Центр маси інструменту також не збігається з віссю обертання. У цьому випадку виникають гіроскопічні моменти та сили, які періодично змінюють тиск на опори вузла шпинделя верстата. Розглянемо обертання шпинделя при статичному та динамічному дисбалансі. Шпиндель верстата має нерівномірну жорсткість опори. Під дією сил різання шпиндель вигинається. Його вісь обертання та торцева площа інструменту відповідно вигнуті, також будуть нахилені під кутом до осі.



При проектуванні сучасних високошвидкісних валів необхідно передбачити заходів щодо забезпечення тривалої експлуатації опор підшипника. Реакції між валом і опорою, якщо вважати вал і опори жорсткими, збільшуються пропорційно квадрату швидкості обертання. При високих швидкостях обертання зазначені реакції, навіть при хорошому статичному та динамічному врівноваженні, досягають великих значень, а термін експлуатації підшипників вимірюється лише сотнями, а іноді навіть десятками годин [2, 3].

Метою даної роботи була розроблення імітаційної моделі гіроскопічних ефектів при високошвидкісному обертанні шпинделя верстата.

Приймаємо, що шпиндель шліфувального верстата жорсткий і обертається в двох пружних підшипниках А і В. Фіксована система координат xu вибирається так, щоб центр системи координат збігався з лівою опорою в рівновазі (рис. 1). Даємо шпинделю будь-які переміщення. Координати лівої опори y_1 та z_1 , координати правої опори y_2 та z_2 та координати центрів ваги y_c та z_c . Через зміну координат x_1 , x_2 та x_c більш високі значення меншості будуть ігноруватися. Кут між проекцією осі шпинделя на площину xu і віссю x називається β , а кут між віссю шпинделя і його проекцією на площину xz і віссю x називається γ [4].

Позначимо через y і z координати геометричної точки осі шпинделя, яка лежить на перетині даної осі з площиною, перпендикулярною до осі обертання і яка проходить через центр ваги шпинделя

$$\begin{cases} y_c = y + e \cdot \cos(\omega t) \\ z_c = z + e \cdot \cos(\omega t) \end{cases}$$

Нехай β позначає кут між проекцією основної центральної осі на площину xu та віссю x , а кут між проекцією геометричної осі на площину xu та віссю x – β_2 . Ці кути пов'язані у співвідношенні: $\beta = \beta_2 + \delta \cos(\omega t - \varepsilon)$, де $(\omega t - \varepsilon)$ – кут між площиною, в якій лежать кут δ та площина xu .

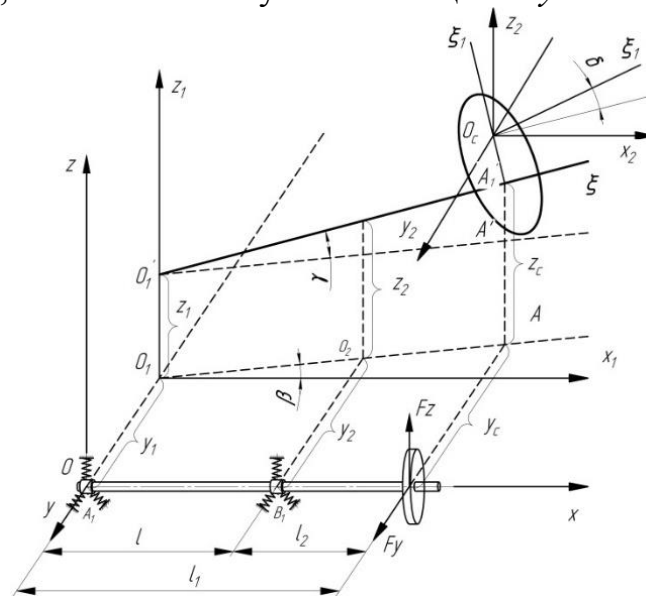


Рис.1. Розрахункова схема



Нехай γ позначає кут між проекцією основної центральної осі інерції на площину xz та віссю x , а γ_2 кут між проекцією геометричної осі на площину xz та осі x . Ці кути пов'язані у співвідношенні: $\gamma = \gamma_2 + \delta \sin(\omega t - \varepsilon)$, де $(\omega t - \varepsilon)$ – кут між площиною, в якій лежить кут δ , і площиною xu

Визначимо кути β і γ за незалежними координатами y_1, z_1, y_2 і z_2 .

$$\begin{cases} y = -y_1 \cdot \frac{l_2}{l} + y_2 \cdot \frac{l_1}{l} \\ z = -z_1 \cdot \frac{l_2}{l} + z_2 \cdot \frac{l_1}{l} \end{cases} \quad \begin{cases} \beta_2 = \frac{y_2 - y_1}{l} \\ \gamma_2 = \frac{z_2 - z_1}{l} \end{cases}$$

Щоб написати диференціальне рівняння малих коливань твердого тіла за наявності гіроскопічних сил, використовуємо теорему про рух центру інерції системи матеріальних точок відносним рухом відносно центру інерції.

Система чотирьох однорідних диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{y}_c + c_1 \cdot y_1 + c_2 \cdot y_2 = m \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t) + Q_y \cdot \cos(\omega \cdot t) \\ m \cdot \ddot{z}_c + c_1 \cdot z_1 + c_2 \cdot z_2 = m \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) + Q_z \cdot \sin(\omega \cdot t) \\ A \cdot \omega \cdot \dot{\beta}_2 - B \cdot \ddot{\gamma}_2 + z_2 \cdot c_2 \cdot l_2 + z_1 \cdot c_1 \cdot l_1 = -(B - A) \cdot \delta \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon) \\ A \cdot \omega \cdot \dot{\gamma}_2 + B \cdot \ddot{\beta}_2 - y_2 \cdot c_2 \cdot l_2 - y_1 \cdot c_1 \cdot l_1 = (B - A) \cdot \delta \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t - \varepsilon) \end{cases}$$

$$A = \frac{1}{2} m_{sp} \cdot r_{sp}^2 + \frac{1}{2} m_{tool} \cdot r_{tool}^2$$

$$B = m_{sp} \left(\frac{r_{sp}^2}{4} + \frac{l_{onp}^2}{3} \right) + m_{tool} \left(\frac{r_{tool}^2}{4} + \frac{(l_{onp} + l_{ш.інс})^3 - l_{onp}^3}{3l_{onp}} \right)$$

де, m_{sp} – маса шпинделя; m_{tool} – маса інструменту; r_{tool} – радіус інструменту; r_{sp} – радіус шпинделя; l_{tool} – ширина інструменту; l_1 – довжина шпинделя; l_2 – довжина вільоту інструменту; l – відстань між опорами; e – відхилення центру ваги від геометричної осі шпинделя; ω_{sp} – кутова швидкість шпинделя; δ – кут між основною віссю інерції та геометричною віссю; ε – кут між вектором AO_c і віссю η ; A – момент інерції щодо осі симетрії шпинделя; B – момент інерції шпинделя щодо кожної осі, перпендикулярної до осі симетрії; c_a – жорсткість лівої опори; c_b – жорсткість правої опори.

Ми представляємо нові змінні

$$E = c_1 \cdot l; \quad Q_1 = Q_y \cdot l; \quad L = c_1 \cdot l_1 \cdot l; \quad F = c_2 \cdot l; \quad Q_2 = Q_z \cdot l; \quad M = c_2 \cdot l_2 \cdot l; \\ H = m \cdot e \cdot l \cdot \omega^2; \quad J = A \cdot \omega^2; \quad K = B \cdot \omega^2; \quad C = m \cdot l_1 \cdot \omega^2; \quad D = m \cdot l_2 \cdot \omega^2.$$

Отримуємо дві системи алгебраїчних рівнянь

$$\begin{cases} D \cdot a_1 + E \cdot a_1 - C \cdot a_3 + F \cdot a_3 = H + Q_1 \\ D \cdot a_2 + E \cdot a_2 - C \cdot a_4 + F \cdot a_4 = H + Q_2 \\ J \cdot a_1 + K \cdot a_2 + L \cdot a_2 - J \cdot a_3 + K \cdot a_4 + M \cdot a_4 = -(B - A) \cdot \delta \cdot \omega^2 \cdot \cos(\varepsilon) \\ K \cdot a_1 - L \cdot a_1 - J \cdot a_2 - K \cdot a_3 - M \cdot a_3 + J \cdot a_4 = (B - A) \cdot \delta \cdot \omega^2 \cdot \cos(\varepsilon) \end{cases}$$



$$\begin{cases} D \cdot b_1 + E \cdot b_1 - C \cdot b_3 + F \cdot b_3 = 0 \\ D \cdot b_2 + E \cdot b_2 + C \cdot b_4 - F \cdot b_4 = 0 \\ -J \cdot b_1 + K \cdot b_2 + L \cdot b_2 + J \cdot b_3 + K \cdot b_4 + M \cdot b_4 = -(B - A) \cdot \delta \cdot \omega^2 \cdot \sin(\varepsilon) \\ K \cdot b_1 - L \cdot b_1 + J \cdot b_2 - K \cdot b_3 - M \cdot b_3 - J \cdot b_4 = (B - A) \cdot \delta \cdot \omega^2 \cdot \sin(\varepsilon) \end{cases}$$

Вищезазначені системи рівнянь дозволяють описати зміщення осі шпинделя верстата в залежності від жорсткості опор і шпинделя

Розрахунки переміщень осі шпинделя проводилися в MatLab-Simulink.

Результати розрахунків показують, що вісь обертання шпинделя верстата описує овал, вісь симетрії якого залежить від складових сили різання під час шліфування (рис. 2).

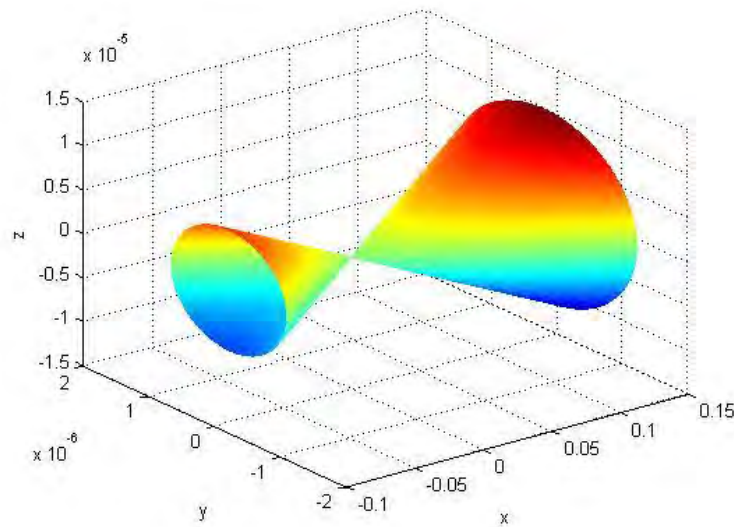


Рис. 2. Переміщення жорсткого шпинделя у пружних опорах

Під час моделювання гіроскопічних впливів на прецесію руху кінця шпинделя верстата отримуємо траєкторію руху шпинделя. Радіус конуса, описаний кінцем шпинделя, збільшується зі збільшенням швидкості обертання. Результати моделювання показують, що радіус конуса, описаний кінцем шпинделя верстата в процесі шліфування, збільшується зі збільшенням сили притискання зі зміною кутової швидкості (рис. 3).

Отримані результати розрахунків впливу зміни шліфувального круга під час прецесії вісі шліфувального верстата зі змінною силою тиску показують, що зміна діаметра шліфувального круга при різній силі тиску істотно не впливає на їх співвідношення під час обробки, а також відповідно до прецесії руху нахилу кінця шпинделя верстата незначно збільшується, а відхилення невеликі.

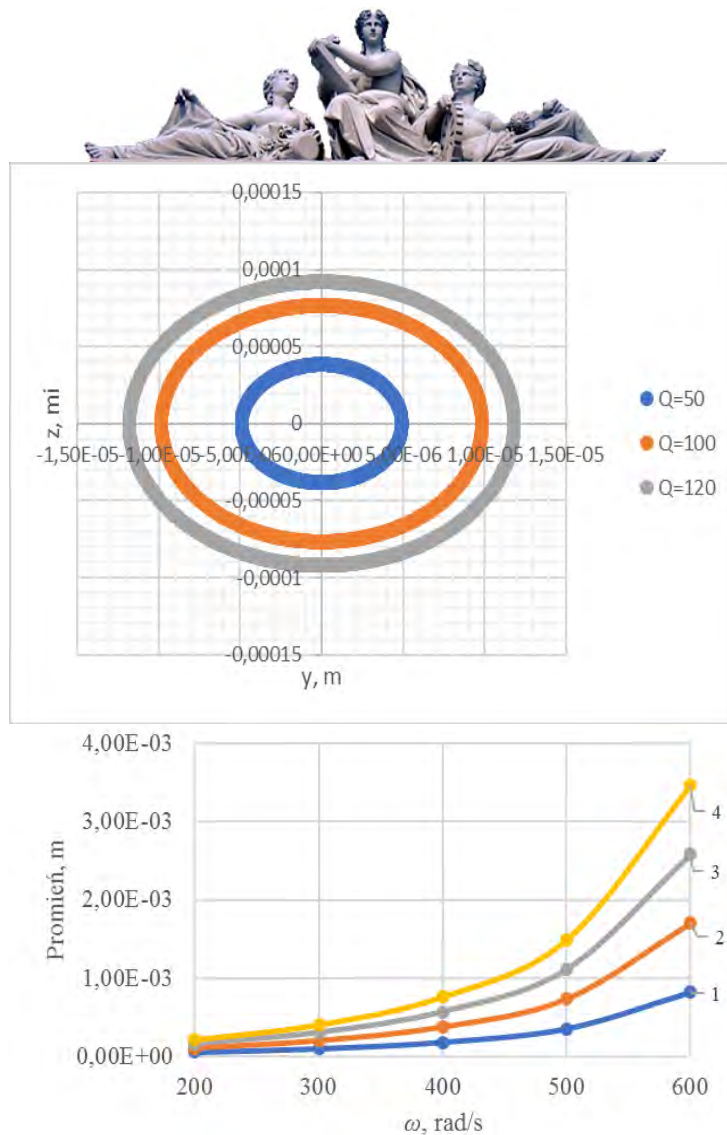


Рис. 3. Переміщення осі шпинделя верстата в залежності від зміни кутової швидкості і сили притиску: 1 – $Q = 50$ Н; 2 – $Q = 100$ Н; 3 – $Q = 150$ Н; 4 – $Q = 200$ Н.

Література:

1. Kopak J., Krajnik P., High-performance grinding – A review. *Journal of Materials Processing Technology*, 175/2006, p. 278-284.
2. Malkin S., Guo C., *Grinding Technology*. Industrial Press New York 2008. – 375 p.
3. S. Wang, C. H. Li Application and Development of High-efficiency Abrasive Process, *International Journal of Advanced Science and Technology*, Vol. 47, October, 2012.– p. 51-64.
4. Батъ М.И, Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах. Т. 3. (Специальные главы механики). – М.: Наука, 1973. -