

баниях, возникающих от сообщения системе начальной скорости и воздействия нагрузки на примере клетки 950 стана 950/900 ЗАО ММЗ "Истил Украина". Суммарная поверхность углов закручивания вала шпинделя по его длине и во времени представлены на рисунке 2.

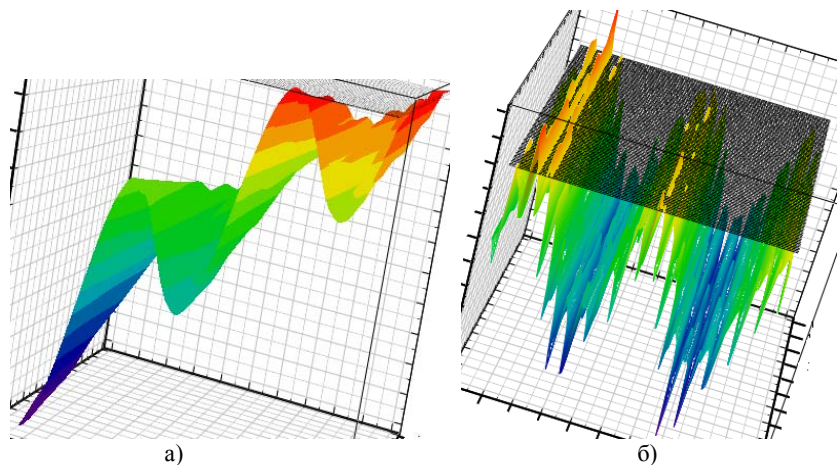


Рисунок 2 – Поверхности углов закручивания (а) и крутящих моментов (б)

Достоверность полученных результатов расчета динамического момента для клетки 950 доказана определением отклика системы на нагрузку методом конечных элементов с использованием программного комплекса ANSYS. Максимальный крутящий момент внутренних усилий, полученный на основе нестационарного анализа методом конечных элементов, отличается на 1,46% от момента, рассчитанного аналитически по разработанной модели. График изменения во времени угла закручивания позволил определить, что расхождение между значениями, установленными аналитически и методом конечных элементов, не превышает 4%. На основании проведенного расчета можно определить динамический коэффициент для произвольного сечения вала шпинделя в любой момент времени. Для шарнира универсального шпинделя со стороны рабочей клетки, например коэффициент динамичности равен $k_d=1,8$.

Выводы и перспективы исследований. В данной работе впервые выполнен динамический анализ крутильных колебаний трансмиссии как системы с распределенными параметрами. Получены зависимости внутренних силовых факторов: углов закручивания и крутящих моментов, позволяющие определить необходимые расчетные величины в любом сечении шпинделя или вала двигателя. Функция углов закручивания и крутящих моментов получены на примере клетки 950 стана 950/900 ЗАО ММЗ "Истил (Украина). Результаты аналитических преобразований проверены путем сравнения с экспериментальными данными, с результатами конечно-элементного моделирова-

ния системы и с результатами дискретного традиционного моделирования (линейная механическая модель) (значение коэффициента динамичности k_d , занижено на 23% по сравнению со значением, рассчитанным в дискретно-континуальной модели).

Список литературы: 1. Адамия Р.Ш., Лобода В.М. Основы рационального проектирования металлургических машин. – М.: Металлургия, 1984. – 128с. 2. Бузукин В.В., Большаков В.И. Разработка методики упрощения расчетных электромеханических систем // Вестник Приазовского государственного университета. – 1996. – Вып.2. – С.113–117. 3. Ленский А.Н., Лобода В.М. О погрешностях замены распределенных параметров систем дискретными // Динамика металлургических машин: Сб. тр. Днепропетровского института черной металлургии. – М.: Металлургия, 1969. – Т. XXXI. – С.41–45. 4. Динник А.Н. Продольный изгиб. Кручение. – М.: АН СССР, 1955. – 392с. 5. Верев В.В., Большаков В.И. Особенности идентификации моделей прокатных станов // Защита металлургических машин от поломок. – 1998. – Вып.3. – С.73–76. 6. Кожевников С.Н., Праздников А.В., Бережной В.В. Определение собственных частот линейных систем с распределенными параметрами // Динамика металлургических машин: Сб. тр. Днепропетровского института черной металлургии. – М.: Металлургия, 1969. – Т. XXXI. – С.41–45. 7. Динамічні задачі стержневих систем: Підручник / Ф.Л. Шевченко, Г.М. Улитин. – К.: ІСДО, 1995. – 100с. 8. Шевченко Ф.Л. Динамика упругих стержневых систем: Учебное пособие. – Донецк: ООО "Лебедь", 1999. – 268с.

Поступила в редколлегию 27.05.10

УДК 621.833

П.Л. НОСКО, д.т.н., профессор каф. машинознaвства СНУ ім. В. Даля, м. Луганськ
В.П. ШИШОВ, д.т.н., профессор каф. машинознaвства СНУ ім. В. Даля
П.М. ТКАЧ, к.т.н., доцент каф. машинознaвства СНУ ім. В. Даля
О.А. МУХОВАТИЙ, к.т.н., асистент каф. машинознaвства СНУ ім. В. Даля

ОСНОВИ СИНТЕЗУ ВИХІДНОГО КОНТУРУ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ІЗ ЗМЕНШЕННЯМ ПИТОМОЇ РОБОТИ СИЛ ТЕРТЯ В ЗАЧЕПЛЕННІ

Даны рекомендации по определению геометрии исходного контура реечного инструмента из условия уменьшения удельной работы сил трения в зацеплении.

Recommendations about definition of geometry of an initial head rack the instrument from a condition of reduction of specific operation of forces of a friction in linkage are made.

Постановка проблеми. Працездатність машин, що застосовуються у будь-якій галузі, багато в чому визначається показниками приводів. Тому завдання вдосконалювання зубчастих приводів, що входять у проблему багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій [1], є актуальною.

Аналіз літератури. Для оцінки працездатності зубчастих передач протягом багатьох десятиліть успішно використовуються такі геометрично-кінематичні критерії [2, 3, 4]: відносна швидкість; сумарна швидкість кочення робочих поверхонь; приведена кривизна; питомі ковзання, а також комплексні критерії [3, 4]: критерій контактної міцності; критерій спрацювання; критерій втрат у зачепленні; критерій товщини масляної плівки в зоні контакту зубців; температурний критерій заїдання; питома робота сил тертя.

За останні роки тема синтезу стала дуже актуальною, їй присвячений ряд робіт, наприклад [4, 5]. З використанням їхніх результатів можна синтезувати зубчасті передачі за високим значенням кожного із зазначених критеріїв. При цьому синтез проводиться за одним із критеріїв, а інші використовуються для порівняльного аналізу.

У роботах [4, 5] наведено результати синтезу передач зачепленням за значеннями їх геометрично-кінематичних критеріїв з наступним аналізом комплексних критеріїв. Однак, можливо реалізувати синтез геометрії вихідного контуру безпосередньо за значеннями комплексних критеріїв.

Ціль статті. Визначити функціональний взаємозв'язок між геометричними параметрами вихідного контуру циліндричної прямозубої передачі і удільною роботою сил тертя в зачепленні (удільною роботою).

Розглянемо випадок синтезу геометрії вихідного контуру за значенням удільної роботи сил тертя в зачепленні. Величина удільної роботи сил тертя в зачепленні можна оцінити величиною [3, 4]:

$$dA = q_n f \eta, \quad (1)$$

де q_n – нормальна сила, що діє на одиницю довжини контактної лінії зубців; f – коефіцієнт тертя ковзання в зачепленні; η – питоме ковзання зубців.

Для порівняльної оцінки спрацювання зубців будемо використовувати значення коефіцієнта тертя ковзання, що дорівнює [6]:

$$f = 0,99 q_n^{0,1} \left[10 + i g \left(\frac{HB \cdot R_a \cdot \chi}{E_{np}} \right) \right] \chi^{0,25} v^{-0,07} V_{\Sigma}^{-0,1} V_{12}^{0,35}, \quad (2)$$

де HB – твердість менш твердого з контактуючих зубців; R_a – шорсткість більш твердого з контактуючих зубців; E_{np} – приведений модуль пружності матеріалів коліс, що зачіпляються; v – в'язкість масла; V_{Σ} – сумарна швидкість кочення робочих поверхонь; V_{12} – відносна швидкість (швидкість ковзання); χ – кривизна робочих поверхонь зубців.

Для порівняльної оцінки будемо розглядати відношення значень удільних робіт синтезованої передачі та передачі з евольвентним зачепленням.

Тоді використанням (1) відносна удільна робота дорівнюватиме

$$\bar{d}A = \frac{q_n f \eta}{q_{ne} f_e \eta_e}. \quad (3)$$

Тут q_{ne} , f_e , η_e – значення величин для евольвентної передачі.

Аналіз показує, що відношення $q_n / q_e \approx l$ при однакових навантаженнях на синтезовану та евольвентну передачі. При цих же умовах відношення значень виразів у квадратних дужках співвідношення (2) для синтезованої та евольвентної передач можна покласти в першому наближенні такими, що дорівнюють одиниці. У цьому випадку рівняння (3) буде мати вигляд

$$\bar{h}_e = \frac{(x^{0,25} V_{\Sigma}^{-0,1} V_{12}^{-0,35}) \cdot \eta}{(x_e^{0,25} V_{\Sigma_e}^{-0,1} V_{12_e}^{-0,35}) \cdot \eta}. \quad (4)$$

Для синтезованої передачі, при більших значеннях радіусів початкових окружностей коліс, що зачіпляються, кривизна робочих поверхонь зубців дорівнює [4]:

$$\chi = \frac{(u+l) f_2' (\Omega_2')^2}{u R_1 n^3}, \quad (5)$$

де R_1 – радіус початкового циліндра меншого колеса; $u = R_2 / R_1$ – передаточне число (R_2 – радіус початкового циліндра більшого колеса); $n = \sqrt{(f_1')^2 + (f_2')^2}$ – модуль нормалі до профілю вихідного контуру; f_1, f_2, f_1', f_2' – функції, що визначають геометрію вихідного контуру та похідні функцій f_1 і f_2 ; Ω_2' – похідна функції Ω_2 :

$$\Omega_2 = \frac{f_1 f_1'}{f_2'} + f_2. \quad (7)$$

З урахуванням зазначеного вище наближені значення V_{12}, V_{Σ} і η синтезованої передачі будуть дорівнювати [4]:

$$V_{12} = \frac{u+1}{u} \cdot \frac{f_1 n}{f_2'}; \quad V_{\Sigma} = 2 R_1 \sqrt{\frac{f_2'}{\chi n}}; \quad \eta = \frac{u+1}{u} \cdot \frac{f_1}{f_2' R_1} \sqrt{\frac{\chi R^3}{f_2'}};$$

де $\bar{\chi} = \frac{\chi R_1 u}{u+1}$ – відносна приведена кривизна.

Для евольвентної передачі з використанням (7) маємо:

$$V_{12e} = \frac{u+1}{u} \cdot \frac{f_1}{\sin \alpha_e}; \quad V_{\Sigma e} = 2R_1 \sin \alpha_e;$$

$$\eta = \frac{u+1}{u} \cdot \frac{f_1}{uR_1 \sin^2 \alpha_e}; \quad \bar{\chi}_e = \frac{1}{\sin \alpha_e}, \quad (8)$$

де α_e – профільний кут вихідного контуру евольвентної передачі.

Виконаємо в співвідношенні (4) заміну $\xi = \sin \alpha$ (α – поточний профільний кут вихідного контуру синтезованої передачі, див. рисунок) Тоді з урахуванням (7) та (8) маємо:

$$dA = \bar{\chi}^{-0,8} \xi^{-1,2} \sin^2 \alpha_e. \quad (9)$$

При такій заміні змінних з (5) будемо мати

$$\bar{\xi} = \frac{(\xi - f_1 \xi')^2}{\xi^3}, \quad (10)$$

де ξ' – похідна функції ξ по f_1 .

З рівнянь (9) і (10) одержуємо

$$A_0 = \frac{(\xi - f_1 \xi')^2}{\xi^{4,5}}. \quad (11)$$

$$\text{Тут } A_0 = \left(\frac{d\bar{A}}{\sin^0 \alpha_e} \right)^{1,25}.$$

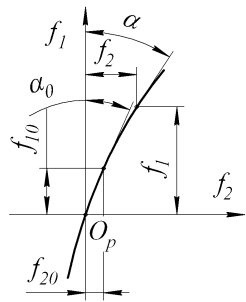


Рисунок – схема вихідного контуру

Рівняння (11) є диференціальним рівнянням, рішення якого при заданому $d\bar{A}$ визначає поточний кут вихідного контуру синтезованої передачі. При цьому значення $\bar{A}_0 < l$ показує в скільки разів удільна робота синтезованої передачі менше удільної роботи евольвентної передачі. Помітимо, що значення $d\bar{A}$ може бути постійним і змінним у межах поля зачеплення коліс.

При $d\bar{A} = \text{const}$ рівняння (11) має таке рішення:

$$f_1 = \frac{c\xi}{\left(1 - \sqrt{A_0 \xi^{2,5}}\right)^{1,8}}, \quad (12)$$

де c – постійна інтегрування.

Задаючи початкові умови інтегрування $\xi = \xi_0$ при $f_1 = f_{10}$, одержуємо значення

$$c = \frac{f_{10} \left(1 - \sqrt{A_0 \xi_0^{2,5}}\right)^{0,8}}{\xi_0}. \quad (13)$$

З (12) випливає:

$$\xi = \frac{f_1}{\left(\sqrt{c^{2,5}} + \sqrt{A_0 + f^{2,5}}\right)^{0,8}}. \quad (14)$$

Функцію f_2 (рисунок) можна визначити з її розкладання в ряд виду

$$f_2 = f_{20} + f'_{20}(f_1 - f_{10}) + \frac{1}{2} f''_{20}(f_1 - f_{10})^2 + \frac{1}{6} f'''_{20}(f_1 - f_{10})^3 + \dots, \quad (15)$$

де f_{20} значення функції f_2 при $f_1 = f_{10}$; $f'_{20}, f''_{20}, f'''_{20}$ – значення похідної функції f_2 при $f_1 = f_{10}$.

Значення похідних в (15) дорівнюють

$$f'_{20} = \frac{\xi}{\sqrt{l - \xi^2}}; \quad f''_{20} = \frac{\xi'}{(l - \xi^2)^{3/2}}; \quad f'''_{20} = \frac{\xi''(l - \xi^2) + 3\xi(\xi')^2}{(l - \xi^2)^{2,5}}. \quad (16)$$

Тут

$$\xi' = \frac{\xi - \chi_0^{0,5} \xi^{1,91}}{f_1}; \quad \xi'' = -\frac{1,91 \xi^{0,91} \xi' \chi_0^{0,5}}{f_1}.$$

Підвищити точність розв'язання можливо збільшенням членів ряду (15), шляхом диференціювання по f_1 останні рівняння (16) та (17).

Висновок. Отримано залежності, що дозволяють визначати геометричні параметри вихідного контуру прямозубої циліндричної передачі, що має зменшене значення удільної роботи сил тертя в зачепленні.

Список літератури: 1. Кіндрацький Б., Сулим І. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) // *Машинознавство*. – Львів, 2002. – №10(64). – С.26–40. 2. Коростелев Л.В. Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений // *Изв. вузов. Сер. машиностроение*. – 1964. – №10. – С.5–15. 3. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1980. – 464с. 4. Шишов В.П., Носко П.Л., Ревякина О.А. Цилиндрические передачи с арочными зубьями. Монография. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2004. – 336с. 5. Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением. – Луганск. Вид-во СНУ им. В.Даля, 2006. – 408с. 6. Трение, изнашивание, смазка. Справочник в 2-кн. / Под ред. И.В. Крагельского В.В. и В.В. Алишина. Книга 2. – М.: Машиностроение, 1979. – 358с.

Надійшла до редакції 21.04.10