

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ ЗАМКНУТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ, УТВОРЕНОГО ДВОМА ПРОСТИМИ ПЛАНЕТАРНИМИ МЕХАНІЗМАМИ ТИПУ \overline{AI}

Національний аерокосмічний університет ім. Н.С. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», Україна

У електромеханічних приводах вантажопідйомного устаткування літаків застосовують конструкції замкнутих планетарних передач [1]. Ці приводи працюють в стартстопному режимі з обмеженнями на тимчасові показники циклограм їх вантаження. Також конструкції цих приводів повинні забезпечувати необхідні показники маси і габаритів, несучої здатності і ресурсу експлуатації. При проектуванні вказаних приводів, як правило, застосовують методи багатокритеріальної оптимізації. Тому побудова математичних моделей і цільових функцій оцінки різних критеріїв проектованої конструкції приводів, зокрема їх механічних передач, є актуальним завданням.

Для дослідження несучої здатності проектованої конструкції планетарного механізму (передачі), утвореного з двох простих планетарних механізмів типу \overline{AI} , запропонована математична модель, що враховує їх структурні схеми і конструктивні обмеження, які визначаються умовами контактної та згинальної міцності зовнішніх зубчастих зачеплень сонячних коліс і сателітів. Модель є набором функцій трьох незалежних параметрів, два з яких є кінематичні параметри простих планетарних механізмів, а третій – момент на вихідному валу досліджуваного механізму. Функції формуються на основі кінематичних і силових співвідношень досліджуваного механізму.

На рис. 1, а показана кінематична схема досліджуваного замкнутого планетарного механізму.

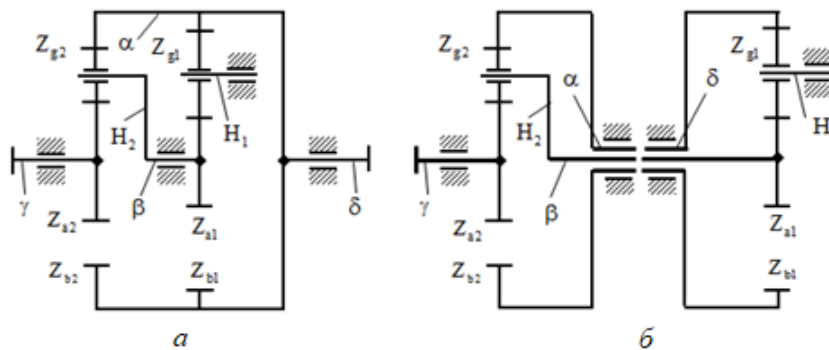


Рисунок 1 – Замкнутий планетарний механізм

Схема утворення даного замкнутого планетарного механізму, зображена на рис. 1, б. Тут потовщеними лініями показані ланки механізмів, які з'єднуються між собою.

Замкнутий планетарний механізм утворений з двох одновінцевих простих планетарних механізмів типу \overline{AI} . Перший механізм – диференціальний, другий – планетарний, в якому загальмовано водило H_1 . Механізм Z_{a1} - Z_{g1} - Z_{b1} - H_1 є кінематичним ланцюгом замикання (КЛЗ) диференціального механізму Z_{a2} - Z_{g2} - Z_{b2} - H_2 .

Основні ланки диференціального механізму, які з'єднуються КЛЗ, позначені як α і β .

Вхідний вал γ безпосередньо пов'язаний з центральним рухомим колесом диференціального механізму Z_{a2} . Вихідний вал δ пов'язаний з центральним рухомим колесом Z_{b2} диференціального механізму і центральним рухомим колесом Z_{b1} КЛЗ.

Передаточне відношення замкнутого планетарного механізму від валу γ до валу δ , показаного на рис. 1, визначається по формулі

$$U_{\gamma\delta} = 1 - (p_1 + 1)(p_2 + 1), \quad (1)$$

де $p_1 = \frac{Z_{b1}}{Z_{a1}}$, $p_2 = \frac{Z_{b2}}{Z_{a2}}$ – кінематичні параметри КЛЗ і диференціального механізму.

На рис. 3, а показаний графік функції $U_{\gamma\delta} = U_{\gamma\delta}(p_1, p_2)$, побудований на рівномірній дискретній сітці параметрів (p_{1i}, p_{2j}) , де $i = \overline{1, N_1}$ і $j = \overline{1, N_2}$ (N_1, N_2 – числа відліків відповідно параметра p_1 і p_2). Графік був побудований для можливих значень параметрів p_1 і p_2 на інтервалі чисел $[3, 7]$. Як видно з рис. 3, а в заданому діапазоні зміни параметрів p_1 і p_2 функція $U_{\gamma\delta}(p_1, p_2)$ є гладкою безперервною поверхнею, яка не має локальних особливостей (розривів, мінімумів, максимумів).

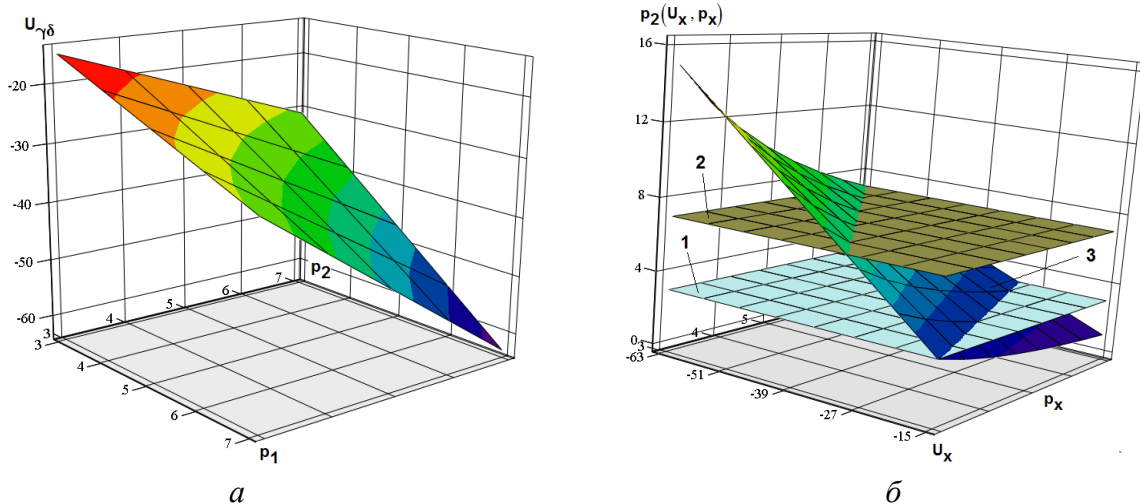


Рисунок 3 – Графіки функцій $U_{\gamma\delta}(p_1, p_2)$ і $p_2(U_x, p_x)$

Якщо вважати, що задані значення передаточного відношення $U_{\gamma\delta}$ і параметра p_1 , то значення параметра p_2 можна знайти за допомогою наступної функції

$$p_2(U_x, p_x) = \frac{1 - U_x}{p_x + 1} - 1. \quad (2)$$

Значення передаточного відношення $U_{\gamma\delta}$ і параметра p_1 , що задаються, позначені як U_x і p_x . При цьому на параметри U_x і p_x накладені наступні обмеження: $-63 \leq U_x \leq -15$; $3 \leq p_x \leq 7$. Проте, з урахуванням обмежень на аргументи функції $p_2(U_x, p_x)$, вона не є однозначною функцією. Це означає, що заданому набору значень (U_x, p_x) відповідають два значення параметра p_2 , причому одно з них може не потрапляти в інтервал чисел $[3, 7]$. На рис. 3, б показаний графік функції $p_2(U_x, p_x)$ з урахуванням обмежень, що накладаються на її значення. Тут площини 1 і 2, паралельні площини (U_x, p_x) , обмежують значення функції в інтервалі чисел $[3, 7]$. Цифрою 3 вказана те частина поверхні графіку функції, яка є допустимою.

Основні співвідношення між моментами, що діють на основні ланки замкнутого планетарного механізму приведені нижче:

$$M_\gamma = M_{a2} = \frac{M_\delta}{(p_1+1)(p_2+1)-1}, \quad M_\alpha = M_{b2} = M_\delta \frac{p_2}{(p_1+1)(p_2+1)-1}, \quad (3)$$

$$M_\beta = M_{H2} = -M_{a1} = M_\delta \frac{p_2+1}{(p_1+1)(p_2+1)-1}, \quad M_{b1} = M_\delta \frac{p_1(p_2+1)}{(p_1+1)(p_2+1)-1}, \quad (4)$$

$$M_{H1} = -M_\delta \frac{(p_1+1)(p_2+1)}{(p_1+1)(p_2+1)-1}. \quad (5)$$

Введемо наступні функції моментів (моментні функції):

$$M_{b1}(p_x, p_y, M) = M \frac{p_x(p_y+1)}{(p_x+1)(p_y+1)-1}, \quad M_{b2}(p_x, p_y, M) = M \frac{p_y}{(p_x+1)(p_y+1)-1}, \quad (6)$$

$$M_{a1}(p_x, p_y, M) = -M \frac{(p_y+1)}{(p_x+1)(p_y+1)-1}, \quad M_{a2}(p_x, p_y, M) = M \frac{1}{(p_x+1)(p_y+1)-1}. \quad (7)$$

Тут параметрами p_x , p_y і M позначені відповідно p_1 , p_2 і момент M_δ .

Для заданих значення передаточного відношення $U_{\gamma\delta} = U_{\gamma\delta}^*$, інтервалу можливих значень параметра p_1 і значення моменту на вихідному валу замкнутого планетарного механізму $M_\delta = M_\delta^*$, застосовуючи функцію $p_2(U_x, p_x)$, можна побудувати параметричні залежності функцій виду (6). Приклад такої побудови показаний на рис. 4, а. Тут залежності були побудовані при наступних значеннях: $U_{\gamma\delta}^* = -26,04$; $M_\delta^* = 1500$ Н·м. Лінії, позначені 1 і 2, зображують відповідно до залежності $M_{b2}(p_x, p_y, M)$ і $M_{b1}(p_x, p_y, M)$, а лінія 3 - величину M_δ^* . На рис. 4, б показані графіки функцій виду (7). На цьому ж рисунку пунктирною лінією зображена залежність відношення цих функцій $m_{a1a2} = |M_{a1}|/M_{a2}$.

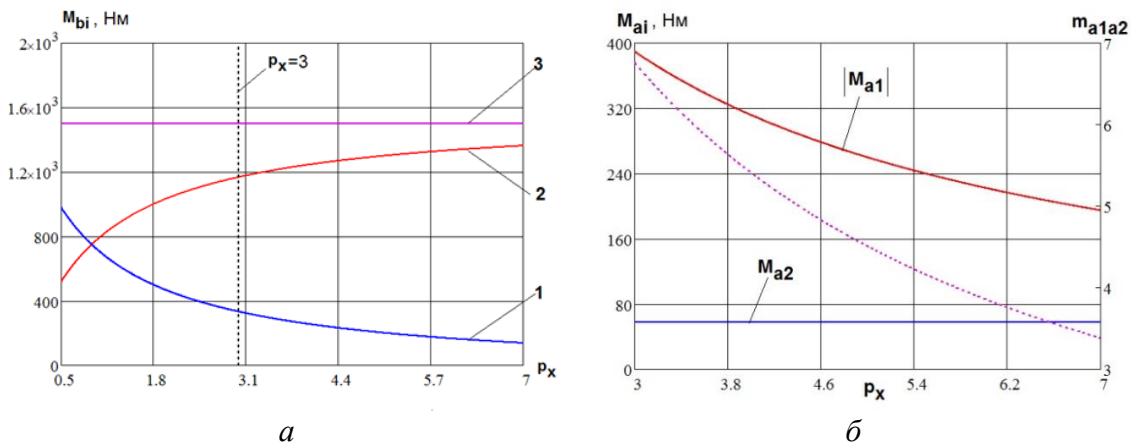


Рисунок 4 – Графіки функцій $M_{bi}(p_x, p_y, M)$ і $M_{ai}(p_x, p_y, M)$

Введені моментні параметричні функції дозволяють конструктору оцінити діапазон значень моментів, що діють на основні ланки замкнутого планетарного редуктора, побудованого на основі кінематичної схеми, показаної на рис. 1 [2].

Несуча здатність простого планетарного механізму типу \overline{AI} визначається несучою здатністю його зовнішнього зачеплення зубчастих коліс $Z_{ai}-Z_{gi}$, де $i=\overline{1,2}$. Момент, що допускається, для цього зачеплення рівний

$$\left[M_{agi} \right]_{H(F)} = \frac{\left[M_{ai} \right]}{k_i} \Omega_{H(F)i}, \quad (8)$$

де $i = \overline{1,2}$ - номер простого планетарного механізму;

k_i - число сателітів і-го планетарного механізму;

$\Omega_{H(F)i}$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження серед сателітів при розрахунку на контакт (H) або згин (F) для і-го планетарного механізму.

Відношення допустимих моментів (8) рівне

$$\frac{\left[M_{ag1} \right]_{H(F)}}{\left[M_{ag2} \right]_{H(F)}} = \frac{k_2 \Omega_{H(F)1} \left[M_{a1} \right]}{k_1 \Omega_{H(F)2} \left[M_{a2} \right]} = \frac{k_2 \Omega_{H(F)1}}{k_1 \Omega_{H(F)2}} (p_2 + 1). \quad (9)$$

З умови контактної міцності зовнішнього зачеплення циліндричних зубчастих коліс можна отримати наступне співвідношення для допустимого моменту $\left[M_{ai} \right]$

$$\left[M_{ai} \right] = \frac{b_{wi} d_i^2 k_i (p_i - 1) \sigma_{HP \max i}^2}{2(p_i + 1) \Omega_{Hi} (Z_E Z_H Z_\varepsilon)_i^2 K_{Hi}}, \quad (10)$$

де b_{wi} , d_i - робоча ширина зубчастого вінця і дільний діаметр зубчастого колеса Z_{ai} зачеплення $Z_{ai} - Z_{gi}$;

K_{Hi} - коефіцієнт навантаження при розрахунку на контактну міцність зачеплення;

$\sigma_{HP \max i}$ - допустимі граничні контактні напруження зубчастих коліс зачеплення $Z_{ai} - Z_{gi}$;

Z_E, Z_H ,

Z_ε - параметри такі ж, які прийняті в ГОСТ 21354-87.

Величина допустимого моменту $\left[M_\delta \right]$, що прикладається до вихідного валу, визначається з наступних співвідношень:

$$\left[M_\delta \right] = \left[M_{a1} \right] \left((p_1 + 1)(p_2 + 1) - 1 \right), \quad \left[M_\delta \right] = \left[M_{a2} \right] \frac{(p_1 + 1)(p_2 + 1) - 1}{p_2 + 1}. \quad (11)$$

З формул (11) отримуємо умову забезпечення максимальної несучої здатності при розрахунку на контактну міцність замкнутого планетарного механізму, кінематична схема якого показана на рис. 1,

$$\frac{k_1 \Omega_{H2} \Pi_{H1}}{k_2 \Omega_{H1} \Pi_{H2}} = \frac{(p_1 + 1)(p_2 - 1)}{(p_1 - 1)(p_2 + 1)^2}, \quad (12)$$

де $\Pi_{Hi} = \frac{b_{wi} d_i^2 \sigma_{HP \max i}^2}{(Z_E Z_H Z_\varepsilon)_i^2 K_{Hi}}$ - коефіцієнт міцності при розрахунку на контакт зачеплення $Z_{ai} - Z_{gi}$.

З умови згинальної міцності зовнішнього зачеплення циліндричних зубчастих коліс можна отримати наступне співвідношення для допустимого моменту $\left[M_{ai} \right]$

$$\left[M_{ai} \right]_F = \frac{b \sigma_{FP \max}}{Y_{FS}} \cdot \frac{k_i d_{ai}}{2 \Omega_{Fi} K_{Fi}}, \quad (13)$$

де $\frac{b\sigma_{FP\max}}{Y_{FS}} = \min\left(\left(\frac{b\sigma_{FP\max}}{Y_{FS}}\right)_{ai}, \left(\frac{b\sigma_{FP\max}}{Y_{FS}}\right)_{gi}\right)$; d_{ai} – дільний діаметр сонячного колеса Z_{ai} ;

K_{Fi} – коефіцієнт навантаження при розрахунку на згинальну міцність зачеплення;

$\sigma_{FP\max i}$ – допустимі граничні згинальні напруження зубчастих коліс зачеплення Z_{ai} - Z_{gi} ;

Y_{FS} – коефіцієнт форми зубців відповідного зубчастого колеса.

Величина допустимого моменту $[M_\delta]$, що прикладається до вихідного валу, визначається з наступних співвідношень:

$$[M_\delta] = [M_{a1}]_F ((p_1 + 1)(p_2 + 1) - 1), [M_\delta] = [M_{a2}]_F \frac{(p_1 + 1)(p_2 + 1) - 1}{p_2 + 1}. \quad (14)$$

З формул (14) отримуємо умову забезпечення максимальної несучої здатності при розрахунку на згинальну міцність замкнутого планетарного механізму, кінематична схема якого показана на рис. 1,

$$\frac{\Pi_{F1} k_1 \Omega_{F2}}{\Pi_{F2} k_2 \Omega_{F1}} = \frac{1}{p_2 + 1}, \quad (15)$$

де $\Pi_{Fi} = \left(\frac{b\sigma_{FP\max}}{Y_{FS}}\right)_i \frac{d_{ai}}{K_{Fi}}$ – коефіцієнт міцності при розрахунку на згин зачеплення Z_{ai} - Z_{gi} .

Відмінність міцності зовнішніх зачеплень Z_{ai} - Z_{gi} при розрахунках на контактну і згинальну міцності характеризуються відповідно наступними коефіцієнтами:

$$\Pi_H = \Pi_{H1}/\Pi_{H2}, \quad \Pi_F = \Pi_{F1}/\Pi_{F2}. \quad (16)$$

Залежності коефіцієнтів Π_H і Π_F від параметрів p_1 і p_2 при заданому значенні передаточного відношення $U_{\gamma\delta}^* = -26,04$, а також за умов $k_1 = k_2$ і $\Omega_{H(F)1} = \Omega_{H(F)2}$, показані на рис. 5.

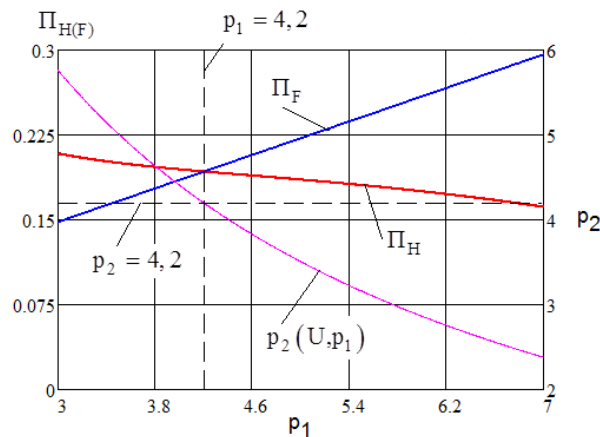


Рис. 5 – Графіки функцій $\Pi_{H(F)} = \Pi_{H(F)}(p_1, p_2)$

Рівняння (1), (12) і (13) дозволяють знайти значення параметрів p_1 і p_2 , при яких реалізується необхідне значення передаточного відношення $U_{\gamma\delta}^*$ і забезпечується максимально можлива несуча здатність замкнутого планетарного механізму при розрахунку на контактну або згинальну міцності у разі дії максимального навантаження.

Методи рішення системи рівнянь (1), (12) і (13) розглядаються в роботі [1].

Дослідження залежностей, що визначають несучу здатність замкнутого планетарного механізму, утвореного двома простими планетарними механізмами типу \overline{AI} , як функцій двох їх кінематичних параметрів, дозволило розробити методику вибору значень цих параметрів з умови забезпечення найбільшої несучої здатності замкнутого планетарного механізму при дії максимального навантаження. Реалізація цієї методики може бути застосовна як при проектуванні вищезазначеного механізму, так і при оцінці забезпечення максимальної несучої здатності вже існуючої конструкції такого механізму. Завдання такої оцінки, як правило, являється актуальною при модифікації існуючій конструкції.

Можливість реалізації окремих кроків методики як графічними, так і аналітичними методами обумовлює простоту як в плані ідейного розуміння, так і при виборі конструкторам інструментів її реалізації. Особливих утруднень не викликає реалізація відповідних кроків методики засобами математичних пакетів, зокрема, пакету Mathcad.

Список використаних джерел

1. Матусевич В. А., Шарабан Ю. В., Шехов А. В. Параметрическая оптимизация несущей способности замкнутого планетарного механизма, образованного двумя механизмами типа \overline{AI} . Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: “ХПІ”. – 2020. – №2(2020). – С. 66-77. – Бібліогр.: 14 назв.

2. Шехов А. В. Условия прочности и оценка несущей способности оптимальной по массе конструкции простого планетарного механизма типа \overline{AI} / А. В. Шехов // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. – 2015. – Вип. 35. С. 145-157.