
КОНСТРУЮВАННЯ РАДІОАПАРАТУРИ

УДК 681.831

ПРОЕКТУВАННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПЕРЕДАТОЧНИХ
МЕХАНІЗМІВ РАДІОЕЛЕКТРОННИХ ЗАСОБІВ

Уваров Б.М.

Розглянуто проектування механізмів електроприводів РЕЗ за допомогою комплексних критеріїв якості, які дозволяють створювати конструкції з оптимальними показниками.

Вступ

До складу радіоелектронних засобів (РЕЗ) дуже часто входять електроприводи (електродвигуни з передавальними механізмами), а розміри останніх фактично й визначають габарити всього пристрою, тому що успіхи мікромініатюризації дозволили проектувати електронні функціональні вузли мінімальних розмірів.

Постановка задачі

Конструкцію механізму доцільно оцінювати комплексними критеріями якості, які враховують основні параметри, що характеризують процес передавання руху від вхідної ланки механізму до вихідної – кінематичні, енергетичні, масогабаритні. Абсолютне значення такого критерію як раз й повинно характеризувати рівень конструктивної досконалості конструкції, а його збільшення – підвищенню якості.

Структура комплексного критерію якості для механічних пристроїв може бути сформована методами теорії подібності та аналізу розмірностей [1]. Основною цільовою функцією механізму є передавання механічної енергії від її джерела до користувача (від вхідної ланки до вихідної). Фізичні величини, що характеризують процес передавання та стан матеріалів в об'ємі, де цей процес відбувається, повинні створити безрозмірні одиничні критерії, а їх сукупність – комплексний критерій, що й визначає якість механізму.

Формування критеріїв якості

Згідно з теорією подібності, із величин, що описують будь-який процес, можна сформулювати визначальні критерії, число яких дорівнює різниці між цими величинами та числом основних одиниць системи вимірювання.

Для механізму з обертальними рухами основних ланок такими величинами є:

а) параметри, що пов'язані з потужністю та розмірами: T_n – момент на вихідній ланці; ω_n – кутова швидкість вихідної ланки; M – маса та V – об'єм механізму;

б) показники надійності: τ – технічний ресурс та $p(\tau)$ – ймовірність безвідмовної роботи;

в) показники кінематичної точності: $\Delta\varphi_{\Sigma}$ – кінематична похибка та $J_{\varphi\Sigma}$ – "мертвий" хід;

г) показники використання несучої спроможності матеріалів: σ , τ , σ_k – значення діючих нормальних, дотичних та контактних напружень та їх допустимі значення σ_P , τ_P , σ_{kP} ;

д) показники, що визначають технологічність конструкції.

Комплексний критерій формується з одиничних, перший з яких – коефіцієнт використання об'єму

$$K_V = \frac{(T_1 - J_1 \varepsilon_1) \omega_n i_{1n} \eta \tau^3}{MV^{2/3}},$$

де ε_1 – кутове прискорення вхідного вала; величина $(T_1 - J_1 \varepsilon_1)$ – частина моменту двигуна на вхідному валу механізму, що буде використана для передавання на вихідний вал.

Критерій K_V можна ще записати у вигляді

$$K_V = \frac{J_1 \omega_n \varepsilon_n i_{1n}^2 \eta \tau^3 k_{\partial}}{MV^{2/3}},$$

де $k_{\partial} = (T_1/J_1 \varepsilon_1 - 1)$ – ефективний коефіцієнт використання моменту двигуна; ε_n – прискорення вихідного вала.

З виразу для K_V видно, яким впливовим параметром є технічний ресурс τ ; також зрозуміло, що більш досконалим є механізм, в об'ємі якого реалізовано більше передаточне відношення i_{1n} . Досконалість механізму тим вища, чим менше його маса та об'єм.

Коефіцієнт використання несучої спроможності матеріалів

$$K_M = \left(\frac{\sigma}{\sigma_P} \right)^{\alpha} \cdot \left(\frac{\tau}{\tau_P} \right)^{\beta} \cdot \left(\frac{\sigma_k}{\sigma_{kP}} \right)^{\gamma},$$

де α , β , γ - коефіцієнти впливу відповідних напружень на загальну міцність конструкції; вони можуть бути знайдені методами регресійного аналізу.

Коефіцієнт, що враховує параметри точності, можна, у першому наближенні за умови, що кутові величини вимірюються у радіанах, сформуванати як

$$K_T = \frac{1}{(\Delta\varphi_{\Sigma})^{\mu} + (J_{\varphi\Sigma})^{\nu}},$$

де μ та ν – відповідні коефіцієнти впливу.

Технологічна досконалість конструкції може бути визначена за допомогою основних показників рівня технологічності: коефіцієнтів рівня технологічності K_{pm} – за трудомісткістю виготовлення, та $K_{сб}$ – собівартості. Існують нормативні документи, де викладена методика розрахунку вказаних коефіцієнтів.

Коефіцієнт, що враховує надійність роботи механізму, у першому наближенні може бути прирівняний ймовірності безвідмовної роботи $P(\tau)$:

$$K_n = P(\tau).$$

Комплексний коефіцієнт якості можна одержати як адитивну функцію одиничних критеріїв K_i , або ж як мультиплікативну функцію

$$K = \sum_i^n w_i K_i; \quad K = \prod_i^n K_i^{\alpha_i}.$$

Значення коефіцієнтів впливу w_i або α_i можна знайти для існуючих конструкцій методами регресійного аналізу.

Аналіз конструктивної досконалості передаточних механізмів

Функціональна та конструктивна досконалість багатоступеневого зубчастого механізму визначається у першу чергу критеріями K_V , K_M , K_T , та залежить від вибору передаточних відношень окремих ступенів i_k . При проектуванні необхідно розподілити загальне передаточне відношення i_Σ по ступенях таким чином, щоб забезпечити оптимум показників якості, для чого необхідно знайти функціональні залежності, що пов'язують передаточні відношення двох сусідніх ступенів – $i_{k+1} = f(i_k)$.

Функції $f(i_k)$ впливають на момент інерції механізму J_{1M} , сумарний об'єм V_Σ , його масу M – тобто на величини, що визначають критерій K_V . У деяких випадках кожен із показників – J_{1M} чи V_Σ може бути визначальним для механізму: перший – для швидкодіючих механізмів слідкувальних систем, другий – для механізмів мінімальної маси, що встановлюються на рухомих об'єктах.

Вирази функцій $f(i_k)$ залежать від того, який механізм проектується – силовий чи кінематичний; якщо він силовий, то діючі напруження σ_F та σ_H в зубчатих передачах близькі до допустимих, якщо кінематичний – вони звичайно дуже малі.

Таблиця 1

Типи зубчастих механізмів

Визначальний показник	Визначальні напруження	
	$\sigma \approx \sigma_P$	$\sigma \ll \sigma_P$
K_V	1	4
V_Σ	2	5
J_{1M}	3	6

Можливо виділити шість типів механізмів у залежності від визначального показника – K_V , V_Σ чи J_{1M} , та типу механізму – силовий чи кінематичний (див. табл. 1).

Для визначення функцій $i_{k+1} = f(i_k)$, необхідно мати співвідношення для визначення V_Σ та J_{1M} обох груп механізмів. Достатньо розглянути дві сусідні ступені зубчастого механізму з передаточними відношеннями i_1, i_2 та загальним - $i = i_1 \times i_2$; ведучі колеса (шестірні) у парах можна вважати геометрично подібними, тобто з однаковим числом зубів $z_1 = z_3$, та відносною шириною $\psi_{bd1} = \psi_{bd3}$; для силових механізмів – рівноміцними ($\sigma_{F1} = \sigma_{F3}$ чи $\sigma_{H1} = \sigma_{H3}$); у кінематичних механізмах звичайно модулі зубчастих передач однакові, тому й шестірні мають однакові розміри.

Для об'єму першої шестірні силового механізму виконуються співвідношення $V_{1ш} \sim d_{w1}^2 b_w \sim K_F T_1$ (де K_F – коефіцієнт пропорційності, описаний детально в [2]). Відповідно для моменту інерції першої шестірні маємо $J_{1ш} \sim d_{w1}^4 b_w$. Момент на шестірні другої ступені $T_3 = i_1 T_1$

Моменти інерції для силового та кінематичного механізмів, відповідно становлять:

$$J_{1M} = J_1 + \frac{J_2 + J_3}{i_1^2} + \frac{J_4}{i^2} = J_{1ш} \left(1 + i_1^2 + \frac{1}{i_1^{1/3}} + \frac{i^2}{i_1^{7/3}} \right) = J_{1ш} \Phi_1(i_1);$$

$$J_{1M} = J_{1ш} \left(1 + i_1^4 + \frac{1}{i_1^2} + \frac{i^2}{i_1^4} \right) = J_{1ш} \Phi_1(i_1).$$

Сумарний об'єм усіх зубчастих коліс силового механізму

$$V_\Sigma = V_{1ш} \left[i_1^2 + 1 + i_1 (i_1^2 + 1) \right] = K_F T_1 \left(1 + i_1 + i_1^2 + \frac{i^2}{i_1} \right) = K_F T_1 \Phi_2(i_1).$$

Для кінематичного механізму всі шестірні у парах мають практично однакові розміри, й тому

$$V_\Sigma = V_{1ш} \left(2 + i_1^2 + \frac{i^2}{i_1^2} \right) = V_{1ш} \Phi_2(i_1).$$

Таким чином, можна вираз для K_V записати у вигляді

$$K_V = \frac{R - \Phi_1(i_k)}{\Phi_2(i_k)^{5/6}} C_M = \Phi(i_k) C_M,$$

де $R = T_1/J_{1uu} \varepsilon_1$ – коефіцієнт використання моменту двигуна; C_M – коефіцієнт, що враховує інші параметри у виразу (1).

Максимум K_V буде забезпечений, якщо i_k знайти з умови

$$\frac{d\Phi(i_k)}{di_k} = 0,6\Phi'_1(i_k)\Phi_2(i_k) + [R - \Phi_1(i_k)]\Phi'_2(i_k) = 0. \quad (2)$$

Значення R для механізмів РЕЗ знаходиться у межах 10...50 (менші значення у кінематичних механізмах з відносно великим внеском J_1 у загальний момент інерції, зведений до валу двигуна).

Вирази для функцій якості $\Phi_1(i_k)$ та $\Phi_2(i_k)$ механізмів із числом ступенів n наведені у табл. 2, а вирази для функцій $i_{k+1} = f(i_k)$, одержані розв'язанням рівняння (2) – у табл. 3.

Таблиця 2

Функції якості циліндричних механізмів

Функції якості	Тип механізму	
	силовий	кінематичний
$\Phi_1(i_k)$	$\Phi_1 = \sum_n \frac{1+i_k^2}{(i_1 i_2 \dots i_{k-1})^{1/3}}$	$\Phi_1 = \sum_n \frac{1+i_k^2}{(i_1 i_2 \dots i_{k-1})^2}$
$\Phi_2(i_k)$	$\Phi_2 = \sum_n i_1 i_2 \dots i_{k-1} (1+i_k)^2$	$\Phi_2 = \sum_n (1+i_k)^2$

Числове моделювання показує, що багатоступеневий редуктор із ступенями, передаточні відношення яких визначені за формулами табл. 3, буде мати показники якості вищі порівняно з редуктором, що має таке ж передаточне відношення, але з іншим розподіленням передаточних відношень. Для теоретичного редуктора з $i_{k+1} = i_k$ можна обчислити значення цих передаточних відношень, а також функції якості

$$\kappa_{\max} = (\Phi)_T, \nu_{\min} = (\Phi_2)_T, \vartheta_{\min} = (\Phi_1)_T.$$

Наведені функції якості можуть використовуватися, як абсолютні показники, з якими необхідно порівнювати відповідні показники механізму, що проектується. Відповідні формули наведені у табл. 4.

Аналогічно можна одержати оптимальні параметри для інших типів передаточних механізмів, наприклад, багатоступеневого планетарного, ін.

Таблиця 3

Передаточні відношення ступенів циліндричних механізмів

Визнач. критерій	Тип механізму	
	силовий	кінематичний
$(K_V)_{\max}$	$i_{k+1} = \sqrt{p + \sqrt{p^2 - q}};$ $p = 0,25 \{ 5 [i_k^{1/3} (a - R) - b] + 3 c i_k^{4/3} - 7 d / i_k \};$ $q = 0,5 i_k^{1/3} [5 b (a - R) - 3 c d];$ $a = 1 + i_k^2 + 1 / i_k^{1/3};$ $b = 1 + 2 i_k;$ $c = 2 i_k - 1 / i_k^{4/3};$ $d = 1 + i_k + i_k^2$	$i_{k+1} = \sqrt{p + \sqrt{p^2 - q}};$ $p = [5 i_k^4 - (6 + 5R) i_k^2 - 13] / 2;$ $q = i_k^2 [2 i_k^4 - (1 + 5R) i_k^2 + 2] / 6$
$(V_{\Sigma})_{\min}$	$i_{k+1} = \sqrt{p + \sqrt{p^2 - q}};$ $p = i_k^4 - i_k^2 - 2;$ $q = p - i_k^2$	$i_{k+1} = i_k$
$(J_{1M})_{\min}$	$i_{k+1} = \sqrt{(6 i_k^{7/3} - 1) / 7}$	$i_{k+1} = \sqrt{(i_k^4 - 1) / 2}$

Таблиця 4

Показники теоретичних механізмів

Тип механізму	Оптимальне передаточне відношення ступені	Абсолютний показник якості
1	$i_k = 1,5 (1,58 - 1,075^{-R})$	$\kappa_{\max} = 0,352 \Sigma_n 2,188^k / \Sigma_n 2,188^{-k/3}$
2	$i_k = 2,446$	$\nu_{\min} = 2,645 \Sigma_n 2,188^k$
3	$i_k = 1,806$	$\mathcal{G}_{\min} = 7,513 \Sigma_n 2,188^{-k/3}$
4	$i_k = 1,887$	$\kappa_{\max} = 0,556 \Sigma_n 2,415^{-k}$
5	$i_k = \sqrt[n]{i_p}$	$\nu_{\min} = 4,59 n$
6	$i_k = 1,554$	$\mathcal{G}_{\min} = 8,25 \Sigma_n 2,415^{-k}$
Примітки : 1 . n – число ступенів редуктора; 2 . i_p – загальне передаточне відношення		

Висновки.

За допомогою комплексних критеріїв якості можна не тільки обирати кращі конструкції однакового функціонального призначення, але й визначати механізми з перспективними кінематичними схемами, застосування яких може суттєво покращити показники якості. Комплексні критерії дають можливість також визначити, які параметри механізму найбільш впливають на його якість, і які необхідно покращувати в першу чергу для підвищення конструктивної досконалості всього РЕЗ.

Література

1. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. М. : Наука, 1972. – 440 с.
2. Уваров Б.М. Механіка для радистів та електриків: У 3-х кн. Кн. 2. – Київ: ВМУ-РоЛ “Україна”, 2003. – 106 с.

Уваров Б.М. Проектирование оптимальных передаточных механизмов радиоэлектронных средств. Рассмотрено проектирование механизмов электроприводов РЭС с помощью комплексных критериев качества, которые позволяют создать конструкции с оптимальными показателями.	Uvarov B.M. Designing of the optimum transfer machine for radio electronics apparatus. Designing machine for radio electronics apparatus on base complex criteria quality are suggested.
--	---

Надійшла до редакції 5 червня 2006 року