

ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ. ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

УДК 621.865.8

DOI 10.31319/2519-2884.34.2019.6

РОМАНЮК О.Д., к. т. н., доцент

ТЕЛІПКО Л.П., к. т. н., доцент

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

ОПТИМІЗАЦІЯ ПЕРЕДАТОЧНОЇ ФУНКЦІЇ МЕХАНІЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ РОБОТИ МАШИННОГО АГРЕГАТУ

Вступ. Вимога до поліпшення якості сучасних виробничих процесів в більшості випадків зводиться до підвищення точності роботи відповідних технічних систем. Оптимальні за точністю технічні системи, які використовуються на виробництві, забезпечують мінімальну інтегральну помилку за умови оптимізації відхилення координат об'єкта від заданих значень [1, 2].

При сталому режимі роботи кінематичні характеристики ланок механізму є періодичними функціями. Причиною періодичних коливань швидкості ланок та кінематичних пар є періодичний характер зміни діючих сил і передаточної функції механізму привода. Зменшуючи амплітуду коливання швидкості ланки зведення, зазвичай домагаються збільшення зведеного моменту інерції, тобто збільшенням інерційності механізму, встановлюючи на валу ланки зведення додаткову масу, яку називають маховиком [3]. Збільшення зведеного моменту інерції механізму погіршує його динамічні характеристики, призводить до збільшення часу розгону і зниження продуктивності машинного агрегату. Введення додаткових мас маховика збільшує масу машинного агрегату, що нераціонально для широкого класу сучасних машин, особливо швидкохідних та транспортних.

Постановка задачі. Значний вплив на закон руху ланки зведення може обумовлювати періодично змінна складова зведеного моменту інерції механізму. Якщо характер зміни зовнішніх сил, що діють на ланки механізму, змінити практично неможливо, то при проектуванні машинного агрегату можна забезпечити оптимальний характер зміни зведеного моменту інерції, що обумовлює суттєве зменшення зміни швидкості обраної ланки зведення. Характер зміни зведеного моменту інерції за час усталеного руху може бути обраний таким, щоб відповідати змінам сумарної роботи. Якщо зміни кінетичної енергії ΔT механізму за рахунок зведеного моменту інерції дорівнюють змінам сумарної роботи $\sum A$, то можна записати

$$\Delta T = \Delta J_3 \frac{\omega^2}{2} = \sum A,$$

а обрана швидкість руху ланки зведення ω буде постійною. Зміна зведеного моменту інерції механізму пов'язана з його кінематичною передаточною функцією u . Таким чином, завдання синтезу передаточного механізму, оптимального за точністю руху виконавчого органу в сталому режимі роботи, може бути сформульоване як визначення його кінематичної передаточної функції, що забезпечує мінімальні коливання швидкості руху ланки зведення [4, 5].

Результати роботи. Основою розрахунку оптимальної передаточної функції механізму машинного агрегату (рис.1) служить диференціальне рівняння руху ланки зведення, за яку прийнято вал виконавчого органу механізму, з'єднаного з передаточним механізмом:

$$J_3(u) \frac{d\omega_2}{dt} - \frac{\omega_2^2}{2} \frac{dJ_3(u)}{d\varphi_2} = M_3(u), \quad (1)$$

де $J_3(u)$ – зведений момент інерції; u – передаточна функція механізму; $M_3(u)$ – сумарний зведений момент, який залежить від передаточної функції механізму і координат положення ланок; ω_2 – кутова швидкість головного вала виконавчого органу машини; φ_2 – кутова координата виконавчого органу машини.

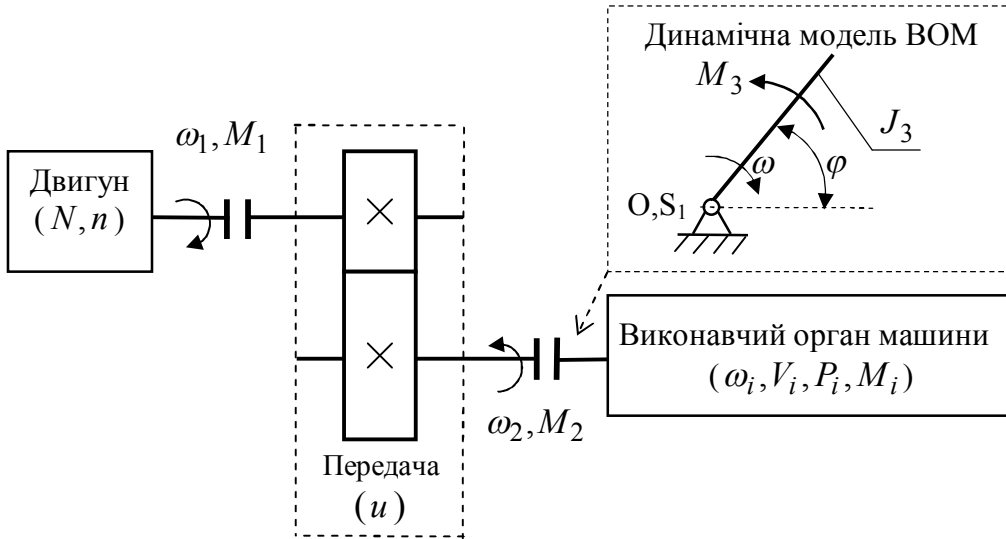


Рисунок 1 – Розширена математична модель машинного агрегату

Оскільки зведений момент інерції однозначно визначається передаточною функцією механізму та залежить від кутової координати виконавчого органу φ_2 , то

$$\frac{dJ_3}{d\varphi_2} = 2u \frac{du}{d\varphi_2} J_1. \quad (2)$$

Підставляючи рівняння (2) в диференціальне рівняння руху ланки зведення (1) з урахуванням, що

$$J_3(u) = J_1 u_{12}^2 + J_2,$$

$$u = u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2},$$

$$M_3(u) = M_1 u_{12} - M_2,$$

де ω_1 – кутова швидкість вала двигуна; M_1 – момент на валу двигуна, що не залежить від кутового обертання вала; M_2 – момент на головному валу виконавчого механізму, що залежить від кутової координати виконавчого органу, отримуємо таку залежність:

$$\frac{d\omega_2}{dt} + \frac{u\omega_2^2 J_1 \frac{du}{d\varphi_2} - M_1 u + M_2}{J_1 u^2 + J_2} = 0. \quad (3)$$

Одним із розв'язків диференціального рівняння (3) може бути визначення оптимальної передаточної функції механізму $u = f(\varphi_2)$, що забезпечує відтворення заданого закону руху ланки зведення $\varepsilon_2 = f(\varphi_2)$.

Оскільки в основному рух головного вала виконавчого органу механізму відбувається з постійною кутовою швидкістю, то

$$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = 0.$$

Згідно з цим рівнянням (3) набуває вигляду

$$\frac{du}{d\varphi_2} + \frac{M_2 - M_1 u}{J_1 u \omega_2^2} = 0.$$

Розв'язання отриманого нелінійного диференціального рівняння пов'язане з певними труднощами через те, що момент двигуна M_1 в усталеному режимі не є незалежною змінною, а пов'язаний з моментом, який діє на виконавчий механізм M_2 і може бути визначений з умови рівності робіт сил рушійних A_P і опору A_O за повний цикл руху φ_Z :

$$M_1 \varphi_Z = \int_0^{\varphi_Z} M_2 d\varphi_2.$$

Розділяючи змінні нелінійного диференціального рівняння та враховуючи, що

$$A_P = \int M_1 d\varphi_1 = \int M_1 u d\varphi_2,$$

отримуємо після інтегрування

$$\int_{u_0}^u u du = \frac{u^2 - u_0^2}{2} = \frac{\sum A}{J_1 \omega_2^2},$$

де $u(\varphi_2)$ – поточне значення оптимальної передаточної функції, яке необхідно визначити; $u_0 = \frac{M_2}{M_1}$ – початкове значення передаточної функції, отримане з умови

$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = 0$ в початковий момент.

Отриманий результат є розрахунковим виразом для визначення оптимального характеру зміни передаточної функції

$$u = \sqrt{\frac{2\sum A}{J_1 \omega_2^2} + u_0^2}.$$

Дане рівняння не дає точного розрахунку величини оптимальної передаточної функції, оскільки сумарна робота $\sum A = A_P - A_O$ – не тільки функція координат ланки зведення, але і невідомої передаточної функції.

Таким чином, точне розв'язання рівняння можливе тільки за допомогою застосування методу послідовного наближення з використанням комп'ютера.

На рис.2 наведено структурну схему алгоритму розрахунку оптимальної за точністю передаточної функції механізму.

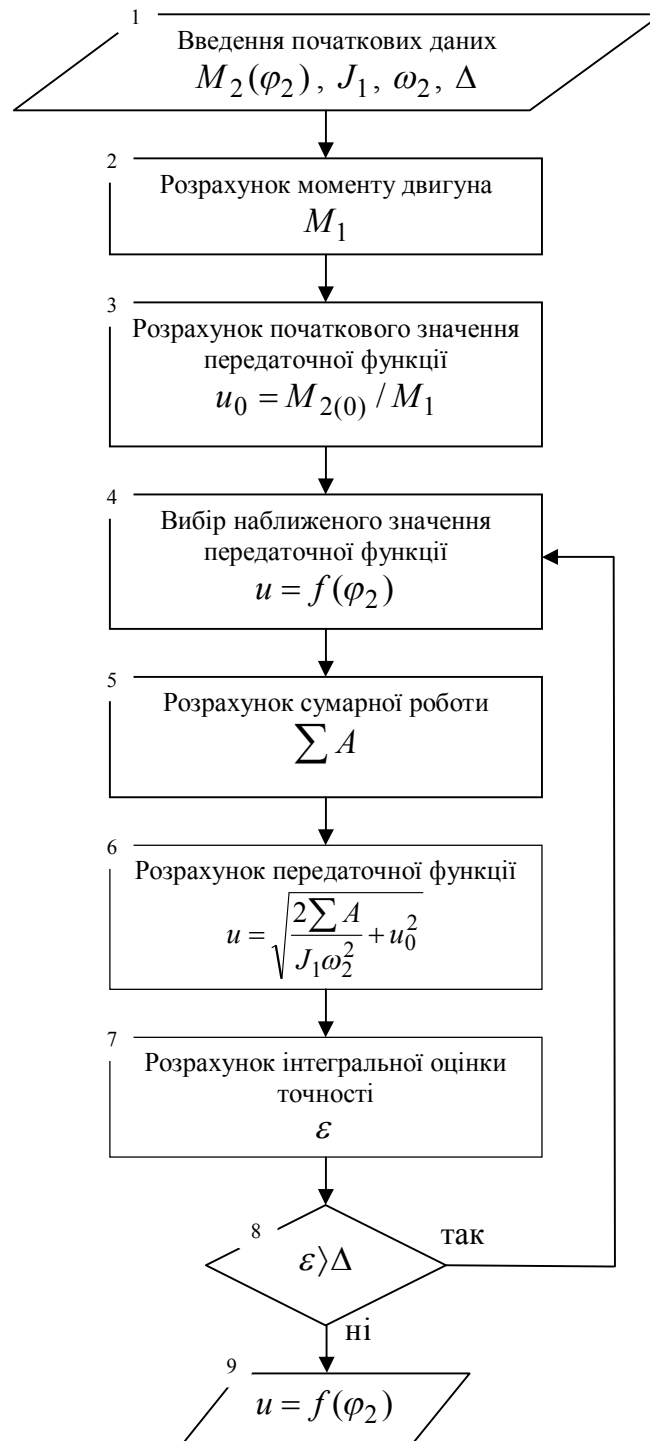


Рисунок 2 – Структурна схема алгоритму розрахунку передаточної функції механізму

Згідно з даним алгоритмом момент всіх сил опору $M_2(\varphi_2)$ є зведеним моментом, який діє на ланку зведення виконавчого органу машини (динамічна модель ВОМ) та визначається наступним рівнянням:

$$M_2 = \sum_{i=1}^n P_i \frac{V_i}{\omega} \cos \alpha_i + \sum_{i=1}^n M_i \frac{\omega_i}{\omega},$$

де n – кількість рухомих ланок в механізмі; P_i – сила, яка діє на i -ту ланку; V_i – лінійна швидкість i -тої ланки; $\cos \alpha_i$ – косинус кута між силою та швидкістю i -тої ланки; M_i – момент сили i -тої ланки; ω_i – кутова швидкість i -тої ланки; ω – кутова швидкість ланки зведення. Допустима похибка розрахунку Δ оптимальної за точністю передаточної функції механізму вибирається в залежності від технічних умов проектування машинного агрегату. Початкове значення передаточної функції механізму $u = u_0 = \cos \psi$ використовується в якості першого наближення при розрахунку сумарної роботи. Сумарна робота розраховується у двох варіантах. В першому варіанті робота рушійних сил відповідала роботі обертального моменту на валу двигуна, а робота сил опору – роботі сил корисного опору. В другому варіанті сумарна робота розраховується згідно з рівнянням

$$\sum A = A_P \pm A_G \pm A_I - A_T - A_{K.O.},$$

тобто враховується робота сил: масових, інерції, тертя, корисного опору. Хід подальшого розрахунку визначається інтегральною оцінкою точності, що є різницею уточненого та значення передаточної функції, яке уточнюється.

Висновки. Отриманий за допомогою розрахунку на комп'ютері оптимальний характер зміни передаточної функції механізму забезпечує нульовий ступінь нерівномірності обертання ланки зведення тільки на одному обраному швидкісному режимі, причому за рахунок збільшення ступеня нерівномірності руху коливань швидкості валу двигуна. Розглянутий метод дозволяє виключити застосування маховика, оскільки ефект проявляється незалежно від моменту інерції виконавчого механізму.

ЛІТЕРАТУРА

1. Геминтерн В.Н., Коган Б.М. Методы оптимального проектирования. М.: Энергия, 1980. 160с.
2. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Дрофа, 2006. 175с.
3. Джента Дж. Накопители кинетической энергии. Теория и практика современных маховичных систем. М.: Мир, 1988. 430с.
4. Романюк А.Д. Основные подходы решения задач синтеза передаточных механизмов на основе оптимизации его характеристик. *Сборник научных трудов Днепропетровского государственного технического университета и Керченского государственного морского технологического университета «Механика твердого тела. Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий»*, 2013. Вып. 14. С.24-26.
5. Оптимизация передаточной функции механизма / Романюк А.Д., Мамаев Л.М., Кабаков А.М., Телипка Л.П. *Актуальные научные достижения – 2016: материалы XII междунар. науч.-практ. конф. (Прага, 22-30 июня 2016 г.)*. – Praha: Publishing House «Education and Science» s.r.o, 2016. Том 11. Технические науки. С.14-17.

Надійшла до редколегії 07.02.2019.