

УДК 621.822.6

ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ГНУЧКОЇ ЛАНКИ ВАРІАТОРА

О.В. Мальцев, доктор техн. наук.

Одеський державний аграрний університет

Для створення математичної моделі безступінчасто –регульованого приводу з варіатором з гнучкою проміжною ланкою і шківками, що розсувані, визначена кінетична енергія гнучкої ланки з урахуванням її зміни при регулюванні передачі.

Ключові слова: неголономний зв'язок, варіатор, кінетична енергія, регулювання, гнучка ланка, розсувні диски.

Вступ. Фізична модель приводу з варіатором зводиться до системи з неголономним зв'язком. Якщо ж регулювання безступінчастої передачі забезпечується переміщенням проміжної ланки того, що зв'язує провідний і ведений вали, то система приводу описується фізичною моделлю з двома взаємозалежними неголономними зв'язками. Для моделювання такої системи отриманий вираз кінетичної енергії гнучкої проміжної ланки у варіатора з шківками, що розсовуються.

Проблема. Для побудови математичної моделі безступінчастого приводу з варіатором використовуються рівняння руху у формі Лагранжа-Феррерса. У безступінчастих передачах, що мають гнучку проміжну ланку і шківки, що розсовуються, необхідно визначити вираз для кінетичної енергії гнучкої ланки, яка змінює свій контур і здійснює складний рух в процесі регулювання. Оскільки маса гнучкої ланки, наприклад, у ланцюгових варіаторів тих, що працюють тертям, значна і для ряду машин вимірювана з приведеною масою веденої частини приводу, то не облік кінетичної енергії гнучкої ланки, приведе до істотного невідповідних динамічних характеристик варіаторного приводу, отриманих теоретично і спостережуваних при його експлуатації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Адекватність фізичної моделі реальній системі приводу визначається допущеннями, зробленими при її складанні.

У технічній літературі моделюванням системи приводу з варіатором присвячено немало робіт, в яких або не враховувалася енергія проміжної ланки [1,2] або її облік проводився по спрощеній схемі [3].

Мета досліджень. Визначення кінетичної енергії гнучкої ланки варіатора з шківками, що розсовуються, при його регулюванні.

Результати досліджень. При регулюванні швидкості вихідного валу варіатора гнучка ланка, здійснюючи складний рух, має прямолінійні ділянки і ділянки обкреслені дугам кіл по кутах обхвату на веденому і провідному шківів. При регулюванні передачі відбувається зміна робочих діаметрів D_1 і D_2 провідного і веденого шківів, що приводить до зміни дуг кіл на шківів по яких гнучка ланка стикання з робочими поверхнями дисків шківів. В процесі регулювання зміщується і центр тяжіння гнучкої ланки. Залежно від способу регулювання центр тяжіння може зміщуватися тільки у напрямі осі симетрії Z , в площині контуру гнучкої ланки, або у напрямі осі Z і одночасно в напрямі паралельному осям шківів. Кінетична енергія T гнучкої ланки може бути представлена як сума кінетичних енергій окремих частин гнучкої ланки, а саме, двох частин тих, що здійснюють обертальний рух на дугах обхвату провідного і веденого шківів T_1 і T_2 , а так само двох прямолінійних ділянок тих, що здійснюють поступальний рух $2T_3$, а так само кінетичній енергії T_4 всієї ланки при русі його центру тяжіння, тобто

$$T = T_1 + T_2 + 2T_3 + T_4 \quad (1)$$

Визначимо кожен з складових кінетичної енергії гнучкої ланки при регулюванні. Виразу для визначення складових кінетичної енергії T знайдуться

$$T_1 = 0,5 J_1 \dot{\varphi}_1^2, \quad T_2 = 0,5 J_2 \dot{\varphi}_2^2, \quad T_3 = m v^2 \cdot 0,5$$

$$T_4 = 0,5 M V_F^2 \quad (2)$$

де $J_1; J_2$ - моменти інерції гнучкої ланки на дугах обхвату провідного і веденого шківів; $\dot{\varphi}_1; \dot{\varphi}_2$ - кутові швидкості провідного і веденого шківів, m - маса гнучкої ланки на прямолінійній ділянці гнучкої ланки; V - лінійна швидкість гнучкої ланки; M - маса гнучкої ланки; V_F - швидкість центру тяжіння гнучкої ланки

$J_1; J_2; m$ визначаються

$$J_1 = 0,125 D_1 \varphi_1 h^2 (D + h^2) \quad (3)$$

$$J_2 = 0,125 D_2 \varphi_2 h^2 (D_2 + h^2) \quad (4)$$

$$m = q S [L - (0,5 D_1 J_1 + 0,5 D_2 J_2)] \quad (5)$$

де $\varphi_{01}; \varphi_{02}$ - кути обхвату на ведучому і відомому шківів; h – висота профілю

гнучкої ланки; q - питома маса гнучкої ланки ($\text{кг}/\text{м}^3$); L - довжина гнучкої ланки.; S – площа поперечного перетину гнучкої ланки.

Кути обхвату на провідному і веденому шківів при міжосьовій відстані a_w , знайдуться [4]

$$\varphi_{01} = \pi - \frac{D_2 - D_1}{a_w}; \quad \varphi_{02} = \pi + \frac{D_2 - D_1}{a_w},$$

З урахуванням останніх виразів $J_1; J_2$; і m запишуться

$$J_1 = 0,125 h^2 q D_1 \left(\pi - \frac{D_2 - D_1}{a_w} \right) (D_1^2 + h^2) \quad (6)$$

$$J_2 = 0,125h_2qD_2 \left(\pi + \frac{D_2 - D_1}{a_w} \right) (D_2^2 + h^2) \quad (7)$$

$$m = qS \left[L - 0,5 \left[D_1 \left(\pi - \frac{D_2 - D_1}{a_w} \right) + D_2 \left(\pi + \frac{D_2 - D_1}{a_w} \right) \right] \right] \quad (8)$$

Зміни кінетичної енергії гнучкої ланки пов'язані з двома процесами, а саме: перший із зміною швидкості V_G центра тяжіння гнучкої ланки від переміщення гнучкої ланки по дисках шківів, другий із зміною швидкості гнучкої ланки від зміни робочих діаметрів шківів.

Визначимо швидкість V_G переміщення центру тяжіння гнучкої ланки у напрямі осі Z – вісі симетрії контуру гнучкої ланки. Координата Z центру тяжіння гнучкої ланки залежно від значення робочих діаметрів на шківях визначиться [1]

$$Z = 0,125 \left\{ [D_2^2 - D_1^2 + 2D_1(D_2 - D_1) + 4a_w^2] [4a_w - L + 0,5\pi(D_2 + D_1)] + 4a_w D_2 (\pi a_w + D_2 - D_1) \right\} / (a_w L),$$

звідки

$$V_z = \frac{dz}{dt} = \frac{0,125}{a_w L} \left\{ [2D_2 \frac{D_2}{dt} - 2D_1 \frac{D_1}{dt} + 2 \frac{D_1}{dt} (D_2 - D_1) + 2D_1 (\frac{D_2}{dt} - \frac{D_1}{dt})] [4a_w - L + 0,5\pi(D_2 + D_1)] + [D_2^2 - D_1^2 + 2D_1(D_2 - D_1) + 4a_w^2] [0,5\pi(\frac{D_2}{dt} + \frac{D_1}{dt}) + 4a_w \frac{D_2}{dt} (\pi a_w + D_2 - D_1) + 4a_w D_2 (\frac{D_2}{dt} - \frac{D_1}{dt})] \right\} \quad (9)$$

Переміщення центру тяжіння гнучкої ланки у напрямі осі шківів відбувається при способі регулювання, коли рухомі по одному диску на кожному з шківів варіатора і гнучка ланка рухається по створеній диска.

Позначаючи кут канавки шківів через 2γ поточне значення координати центру тяжіння гнучкої ланки в цьому напрямі y визначиться

$$y = Z \cdot \operatorname{tg} \gamma$$

Швидкість центру тяжіння гнучкої ланки у напрямі осей провідного і веденого шківів запишеться

$$V_y = \frac{dz}{dt} \operatorname{tg} \gamma = V_z \operatorname{tg} \gamma$$

Повна швидкість V_G центру тяжіння гнучкої ланки знайдеться

$$V_G = \frac{V_z}{\cos \gamma} \quad (10)$$

З урахуванням залежності (2), (6) - (10) кінетична енергія T гнучкої ланки при регулюванні варіатора з рівняння (1) має вигляд

$$\begin{aligned}
 T = & 0,0625 \dot{\varphi}_1^2 \cdot h^2 q D_1 \left(\pi - \frac{D_2 - D_1}{a_w} \right) (D_1^2 + h^2) + 0,0625 \dot{\varphi}_2^2 \cdot h^2 q D_2 \left(\pi - \frac{D_2 + D_1}{a_w} \right) (D_2^2 + h^2) + \\
 & + 0,5 V^2 \cdot q S \left\{ L - 0,5 \left[D_1 \left(\pi - \frac{D_2 - D_1}{a_w} \right) + D_2 \left(\pi + \frac{D_2 - D_1}{a_w} \right) \right] \right\} + \frac{78,125 \cdot 10^{-4} M}{\cos \gamma a_w^2 L^2} \left\{ 2 D_2 \frac{dD}{dt} - \right. \\
 & - 2 D_1 \frac{dD_1}{dt} + 2 \frac{dD_1}{dt} (D_2 - D_1) + 2 D_1 \left(\frac{dD_2}{dt} - \frac{dD_1}{dt} \right) \left[4 a_w - L + 0,5 \pi (D_2 + D_1) + [D_2^2 - D_1^2 + 2 D_1 \right. \\
 & \left. (D_2 - D_1) + 4 a_w^2 \left[0,5 \pi \left(\frac{dD_2}{dt} + \frac{dD_1}{dt} \right) \right] + 4 a_w \frac{dD_2}{dt} (\pi a_w + D_2 - D_1) + 4 a_w D_2 \left(\frac{dD_2}{dt} - \frac{dD_1}{dt} \right) \right] \left. \right\} \quad (11)
 \end{aligned}$$

У залежності (11) D_1, D_2 і їх похідні є функції X координата переміщення веденої ланки регулюючого пристрою. В зв'язку з цим необхідно відмінити, що якщо твірна дисків шківів варіатора пряма, то при регулюванні, коли змінюються робочі діаметри D_1 і D_2 шківів при переміщенні рухомих дисків провідного і веденого шківів на X , теоретична довжина гнучкої ланки не постійна, що приводить до зміни натягнення гнучкої ланки. Якщо регулюючий пристрій впливає безпосередньо на один рухомий диск, частіше за провідний шків, а рухомий диск веденого шківа подпружинен, то гнучка ланка переходить на нові робочі діаметри і теоретична довжина гнучкої ланки не змінюється. У останньому випадку переміщення X' рухомого диска веденої ланки є функція X переміщення веденої ланки регулюючого пристрою або рухомого диска провідного шківа. Цей функціональний взаємозв'язок визначається довжиною гнучкої ланки. Для забезпечення постійності теоретичної довжини гнучкої ланки при примусовому русі регулюючим пристроєм рухомих дисків провідного і веденого шківів необхідно здійснювати їх диференційоване переміщення. В цьому випадку параметр зв'язує X і X' буде довга гнучкої ланки.

Поза залежністю як здійснюється регулювання при збереженні теоретичної довжини гнучкої ланки, зміна кутовій швидкості варіатора здійснюється за рахунок зміни X рухомого диска одного шківа. Переміщення X' рухомого диска іншого шківа, зв'язано через довжину гнучкої ланки залежністю

$$D_2 = (D_1 - \pi a_w) + a_w \sqrt{1,86 + \frac{2(2L - \pi D_1)}{a_w}} \quad (12)$$

Якщо утворюючі робочих поверхонь дисків шківів варіатора прямі, то D_1 і D_2 визначаються

$$D_1 = D_{\min} + 2X \operatorname{tg} \gamma$$

$$D_2 = D_{\max} - 2X' \operatorname{tg} \gamma, \text{ тоді } X' \text{ з урахуванням залежності (12) визначиться}$$

$$X' = 0,5 \operatorname{ctg} \gamma \left[D_{\max} - (D_{\min} + 2X \operatorname{tg} \gamma - \pi a_w) + a_w \sqrt{1,86 + \frac{2(2L - \pi(D_{\min} + 2X \operatorname{tg} \gamma))}{a_w}} \right] \quad (13)$$

Висновки. Отримані залежності (11) з урахуванням виразів (12) (13) дають можливість визначити величину кінетичної енергії гнучкої ланки при різних способах регулювання варіатора залежно від передавального відношення

безступінчастої передачі визначуваного значеннями D_1 , D_2 або X , X' і швидкості зміни цих параметрів. Використання отриманої залежності при математичному моделюванні безступінчасто-регульованого приводу підвищує адекватність абстрактної моделі приводу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Артоболевский И.И., Зиновьев В.А., Умнов Н.В. Динамика механической системы с вариатором. Сборник //Динамика машин//. М., 1970.-С. 17-24.
2. Кухтенко А.И. Анализ динамики неголономных систем регулирования на примере системы автоматического регулирования врубных машин и комбайнов. Тр. второго Всесоюзного совещания по теории автоматического регулирования, 1955, т II.-С.487-497.
3. Мальцев А.В. Динамика машинного агрегата с вариатором имеющим гибкое промежуточное звено. Сборник //Механика машин//. М., Наука.1983. Вип. 60.-С.79-83.
4. Пронин Б.А., Ревков Т.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) М., Машиностроение, 1967.-С.403.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ГИБКОГО ЗВЕНА ВАРИАТОРА

А.В. Мальцев

Ключевые слова: неголономная связь, вариатор, кинетическая энергия, регулирование, гибкое звено, раздвижные диски.

Резюме

Для создания математической модели бесступенчато -регулируемого привода с вариатором с гибким промежуточным звеном и раздвигающимися шкивами определена кинетическая энергия гибкого звена с учетом ее изменения при регулировании передачи.

DETERMINATION OF KINETIC ENERGY OF FLEXIBLE LINK OF VARIATORA

A.W. Malcev

Keywords: negolonomnaja connection, wariator, kinetic energy, adjusting, flexible link, extensible disks.

Summary

For creation of mathematical model besstupenchato-reguliruemo drive with wariatorom with a flexible intermediate and moved apart pulleys kinetic energy of flexible link is certain taking into account its change at adjusting of transmission.