

ПОЛІПШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМАТИЧНИХ КЛИНОПАСОВИХ ВАРІАТОРІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

У роботі показано доцільність використання в системі автоматичного клинопасового варіатора відцентрового регулятора з додатковими рухливими вантажними ланками, шарнірно встановленими на основних вантажних ланках. Отримано диференціальні рівняння руху транспортного засобу з варіатором при розгоні по прямолінійному шляху. Приводяться результати розрахунку на ЕОМ динаміки розгону моторолера з варіатором, що містить даний регулятор. Проведені розрахунки підтверджують справедливості теоретичних висновків.

Тенденцією розвитку приводів машин є використання систем безступеневого автоматичного регулювання швидкості. Значне місце в цьому займають автоматичні клинопасові варіатори (АКВ) з відцентровим регулятором, розташованим на ведучому шківі, і регулятором по моменту, встановленим на веденому шківі, володіють рядом переваг, у силу чого використовуються в трансмісіях транспортних засобів: мотоциклів, снігоходів і малолітражних автомобілів.

Регуляторами створюються осьові зусилля, які притискають диски шківів до паса і за рахунок виникаючих сил тертя здійснюється передача руху від ведучого шківів до веденого. Зміна моменту навантаження M_H на веденому валу або кутової швидкості ω ведучого шківів приводить до автоматичної зміни передаточного відношення варіатора. Відцентрові регулятори існуючих автоматичних клинопасових варіаторів мають один динамічний (відцентровий) зв'язок, а кулачковий профіль регулятора розраховується за зовнішньою характеристикою двигуна [1, 2]. Оскільки осьове зусилля K_u , створюване відцентровим регулятором, пропорційно до відцентрових сил інерції вантажних ланок, тобто залежить від квадрата кутової швидкості шківів, то немає можливості у всьому інтервалі робочих швидкостей двигуна забезпечити необхідні значення осьового зусилля K_u . У результаті цього при роботі двигуна з частковим відкриттям дросельної заслінки, тобто на частковій характеристиці, відцентровим регулятором створюється недостатнє притиснення дисків до паса, чим погіршується тягова характеристика варіатора.

Умова рівноваги системи рухливих дисків АКВ визначається рівнянням [1]

$$K_u = P_1 + Q_1 + (K_H + P_2 - Q_2)a, \quad (1)$$

де P_1, P_2 - зусилля, які розвиваються пружинами стиску на ведучому і відомому шківів;

Q_1, Q_2 - розпірні зусилля з боку паса на ведучому і веденому шківів;

K_H - осьове зусилля, створюване похилим пазом регулятора по моменту;

$a = a_1/a_2$, a_1, a_2 - кути обхвату ремнем ведучого і веденого шківів.

Осьове зусилля, яке розвивається відцентровим регулятором, дорівнює [1]

$$K_u = m\varphi^2 ZZ', \quad (2)$$

де m - загальна маса вантажних ланок відцентрового регулятора;

Z - відстань від осі обертання ведучого шківів до центра ваги вантажних ланок відцентрового регулятора;

$Z' = \partial z / \partial y$; y - осьове переміщення рухливого диска ведучого шківів.

Кулачковий профіль відцентрового регулятора розраховують за зовнішньою характеристикою двигуна при $\varphi = \omega_0$, і тоді, використовуючи вираз (2), на основі рівняння (1) одержуємо закон переміщення центра ваги вантажних ланок, який обумовлюється профілем кулачка,

$$Z = \sqrt{\frac{2[\sum P\delta y + C]}{m\omega_0^2}}, \quad (3)$$

де $\sum P = Q_{1\epsilon} + P_1 + (K_H + P_2 - Q_{2\epsilon})a$;

C - постійна інтегрування, обумовлена початковими умовами;

$Q_{1\epsilon}, Q_{2\epsilon}$ - розпiрні зусилля при роботі варіатора на зовнішній характеристиці двигуна.

Умова рівноваги (1) повинна виконуватися при будь-якому режимі роботи двигуна. На часткових характеристиках при $\varphi = \omega_i < \omega_0$ умову (1) запишемо у формі

$$K_{\varphi i} = \sum P_i, \quad (4)$$

де $\sum P_i = P_1 + Q_{1i} + (K_H + P_2 - Q_{2i})a$;

Q_{1i}, Q_{2i} - розпiрні умови, які відповідають режиму двигуна $\varphi = \omega_i$.

Оскільки закон зміни Z визначається виразом (3), то зусилля $K_{\varphi i}$ для режиму двигуна $\varphi = \omega_i$ на основі виразу (2) представиться у вигляді

$$K_{\varphi i} = \left(\frac{\omega_i}{\omega_0}\right)^2 [P_1 + Q_{1\epsilon} + (K_H + P_2 - Q_{2\epsilon})a] \quad (5)$$

Як показують розрахунки динаміки агрегату з АКВ, при використанні виразу (5) має місце розгін двигуна, який говорить про його недовантаження. Неповне використання крутячого моменту двигуна знижує інтенсивність розгону. Якщо ж кулачковий профіль розраховувати за частковою характеристикою при $\varphi = \omega_H$, то на режимах $\varphi < \omega_H$ буде спостерігатися зазначене явище, а при $\varphi > \omega_H$ зусилля K_{φ} буде більше необхідного, що викликає збільшення зусиль натягу гілок ремня і знизить його довговічність.

У роботі [3] для усунення зазначених негативних явищ пропонується підпружинювати опорний диск ведучого шківa, що істотно збільшує довжину кулачка й осьові габарити ведучого шківa.

Розглянуті явища можна усунути і за рахунок використання у відцентровому регуляторі додаткових обертових вантажних ланок, які підпружинюються [6].

Розглянемо агрегат з АКВ, відомий шків якого має регулятор по моменту I виконаний за відомою схемою [1], а ведучий шків має додаткові вантажні ланки, шарнірно встановлені на основних вантажних ланках і зв'язані з ними за допомогою пружних елементів. Схема такого ведучого шківa подана на рис.1.

На валу I жорстко закріплений нерухомий конічний диск 2, а рухливий 3 може робити переміщення у уздовж осі шківa. На диску 3 встановлений кулачковий профіль 4, по якому перекочується ролик 5 основної вантажної ланки 6, шарнірно закріпленого на опорному диску 8. Додаткова вантажна ланка 7 шарнірно встановлена на основному 6 і зв'язана з ним за допомогою пружини крутіння, яка створює пружний момент M_{φ} . На рис.1 умовно показана тільки одна пара основних і додаткових вантажних ланок. Звичайно їх встановлюють три, чотири. Центри мас основних і додаткових вантажних ланок розташовані в точках C і S , положення яких щодо осі шківa визначається координатами Z_c , і Z_s . При обертанні шківa виникають відцентрові сили інерції P_c . і P_s . У залежності від величини сили P_s , яка переборює пружний момент M_{φ} , кут ψ , який визначає положення ланки 7 стосовно ланки 6, буде приймати відповідне значення. Зміна кута ψ викликає зміну положення центра ваги S стосовно основної ланки, а разом з ним і положення центра сумарної маси $m_0 = m_c + m_s$ обох ланок стосовно точки B обертання основних вантажних ланок. Через m_c і m_s позначені маси основних і додаткових вантажних ланок. Таким чином, у залежності від величини φ центр ваги сумарної маси буде змінювати своє положення щодо точки B , що викличе коректування осьового зусилля K_{φ} у залежності від φ у порівнянні з випадком, коли центр ваги вантажних ланок нерухомий на ланці. З умови рівноваги вантажних ланок знаходимо реакцію N у точці

А, а потім, враховуючи що $K_u = N \cos \alpha$, одержуємо залежність для осьового зусилля

$$K_u = \frac{(P_c R_c + P_s n) \cos \gamma + P_s R_s \cos \delta}{R \sin(\alpha + \gamma)} \cos \alpha, \quad (6)$$

де $P_c = m_c \varphi^2 Z_c$; $P_s = m_s \varphi^2 Z_s$; $\delta = \psi - \gamma$;

$$R_c=BC; R_s=DS; n=BD;$$

γ - кут нахилу осі основної вантажної ланки b стосовно осі шківів;

α - кут нахилу дотичної в точці A контакту ролика 5 з кулачком 4.

З виразу (6) видно, що за рахунок перемінної складової $M_v = P_s R_s \cos \delta$ можна впливати на величину K_u .

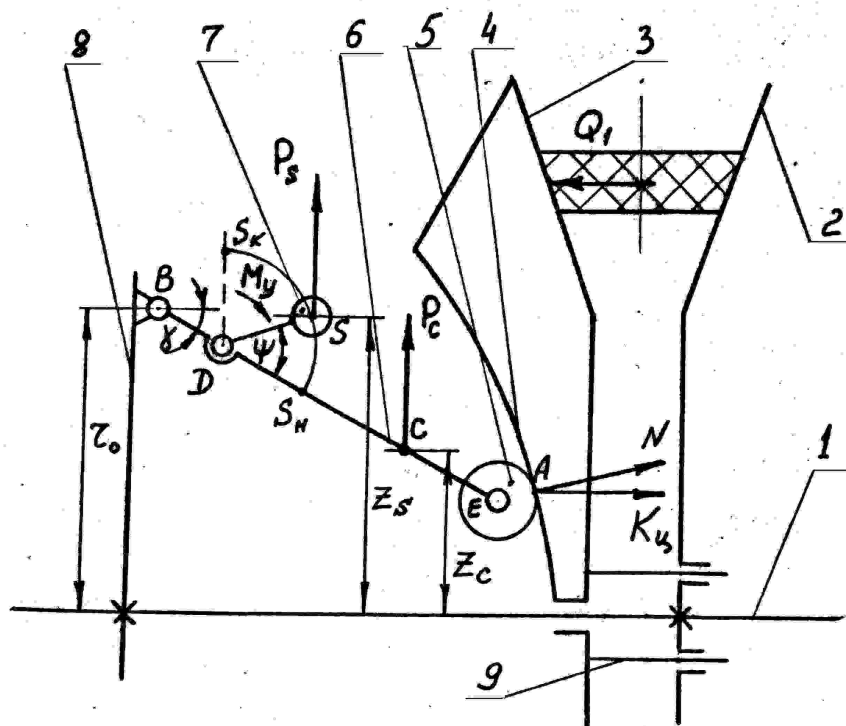


Рис.1. Схема ведучого шківа з відцентровим регулятором, що містить додаткові рухливі вантажні ланки.

Одержимо диференціальні рівняння руху агрегата з АКВ, що містять зазначений відцентровий регулятор з додатковими вантажними ланками і розглянемо їхній вплив на динаміку розгону при роботі двигуна з частковим відкриттям дросельної заслінки.

Агрегат представимо у вигляді двомасової динамічної моделі, яка має приведені моменти інерції J_o і J_c . До такої двомасової моделі приводиться транспортний засіб з АКВ [1, 4] при русі по прямолінійному шляху. Як узагальнені координати приймемо: кут повороту $\varphi_{ш}$ відомого шківa варіатора; y - осьове переміщення рухливого диска ведучого шківa і кут δ .

Оскільки $\gamma=\gamma(y)$, то $Z_c = Z_c(y)$ і визначається $Z_c = r_0 - R_c \sin \gamma$. Координата Z_c , дорівнює $Z_c = r_0 - n \sin \gamma + R_c \sin \delta$. Таким чином, Z_c є функцією $Z_c = Z_c(y, \delta)$. На основі методу визначення узагальнених реакцій відкинутих зв'язків [5] осьове зусилля K_y для даного регулятора буде визначатися виразом

$$K_u = \phi^2 (m_c Z_c Z'_c + m_s Z_s Z'_s) \quad (7)$$

Використовуючи методи аналітичної механіки [5] і результати робіт [1, 4], неважко одержати диференціальні рівняння руху розглянутого агрегата з АКВ. Перші два рівняння збігаються з відомими [1, 4], а третє описує рух додаткових вантажних ланок. Зневажаючи, як і в роботах [1, 3, 4], малими доданками в коефіцієнтах, будемо мати

$$\ddot{\phi}_{uu} (J_{\delta} + J_{\delta} U^2) - \ddot{y} J_{\epsilon} b + \dot{\phi}_{uu} \dot{y} J_{\delta} U U' - \dot{y}^2 J_{\epsilon} b' = M_{\delta} U - M_{\epsilon};$$

$$-\ddot{\phi}_w J_c b + \ddot{y} J_c b^2 + \dot{\phi}^2 J_c b b' - K_y + P_1 + P_2 a = M_c b - (Q_1 - a Q_2); \quad (8)$$

$$\ddot{m}_s R_s^2 \cos^2 \delta + C_3 (\lambda_3 + \delta) = m_s \dot{\phi}_w^2 U^2 Z_s Z'_s,$$

де $Z'_s = \partial Z_c / \partial \delta$; $J_s = J_c + J_w$; J_0, J_c - приведені моменти інерції ведучої і відомої систем агрегата, зв'язані відповідно з ведучим і відомим валами варіатора;

J_w - момент інерції відомого шківів і зв'язаних з ним елементів;

M_0, M_c - рушійний момент і момент сил опору, прикладені до ведучого і відомому валам варіатора;

$U = \dot{\phi} / \dot{\phi}_w$ - передатне відношення варіатора $U = U(y)$;

$P_1 = C_1 (\lambda_1 + y)$; $P_2 = C_2 [\lambda_2 - C(y)]$; C_1, C_2 - жорсткості пружин ведучого відомого шківів;

λ_1, λ_2 - попередні деформації пружин;

$X = C(y)$ - осьове переміщення рухливого диска відомого шківів;

$b = -(a \cdot \text{ctg} \beta) / r_k$; β - кут нахилу гвинтового паза регулятора по моменту до площини обертання шківів;

r_k - радіус, на якому відбувається взаємодія пальця регулятора по моменту з гвинтовим пазом;

C_3 - жорсткість пружини додаткових вантажних ланок;

λ_3 - попередня деформація цих пружин.

Друге рівняння системи (8) приводиться до рівняння (1), у якому $K_H = (M_H \text{ctg} \beta) / r_k$, де $M_H = M_c + J_c \ddot{\phi}_b$; $\dot{\phi}_b = \dot{\phi}_w - b \dot{y}$.

Система рівнянь (8) є нелінійною і знаходити рішення слід за допомогою ЕОМ.

Були проведені розрахунки на ЕОМ динаміки розгону моторолера з варіатором, у якому використовується зазначений вище відцентровий регулятор. При роботі двигуна на зовнішній характеристиці розгінні криві для даного регулятора і регулятора без додаткових вантажів однакові, що і повинно бути. При роботі двигуна на частковій характеристиці використання відцентрового регулятора з додатковими вантажами дозволяє одержати на початковій ділянці розгону виграв у часі, який досягає 25%, а потім знижується. Результати розрахунку приведені на рис.2, де крива 1 відповідає розгону з даним регулятором, а крива 2 — регулятору без додаткових вантажних ланок.

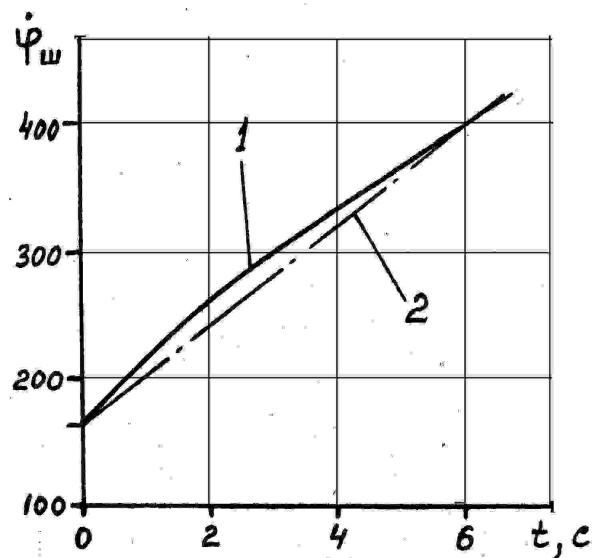


Рис.2. Графіки зміни кутової швидкості веденого шківів при розгоні моторолера з відомим регулятором (1) і регулятором з додатковими вантажними ланками (2)

Такі мототранспортні засоби, як мопеди, моторолери, мотоцикли широко використовуються в міських умовах, де мають місце часті розгони не до максимальних швидкостей руху.

Висновки

1) Використання даного відцентрового регулятора в системі варіатора дозволить збільшити середню швидкість руху в міських умовах для зазначених транспортних засобів.

2) Використання відцентрового регулятора з додатковими вантажами дозволяє одержати на початковій ділянці розгону виграв в часі до 25%.

The efficiency of application of centrifugal regulator with the additional movable loading links fitted on the main loading joined links in the system of automatic screw-belt variator is described in the article. Differential equations of the movement of vehicle provided with variator under the speeding within rectilinear track is obtained. The results of computer calculations of speeding dynamic of motor cycle provided with variator containing given regulator are suggested. Given calculations prove correct theoretical conclusion.

Література

1. Архангельский Г.В. Обобщенные дифференциальные уравнения движения машинного агрегата с автоматическим клиноременным вариатором // Теория механизмов и машин. - 1982. - Вып.32. - С.70-75.
2. Дерунов Г.П. Анализ особенностей автоматических клиноременных вариаторов снегоходов // Бесступенчато-регулируемые передачи. - Ярославль, 1989. - С.24-28.
3. Архангельский Г.В. О динамических свойствах автоматического клиноременного вариатора с упругими элементами центробежного регулятора // Теория механизмов и машин. - 1984. - Вып.37. - С.91-96.
4. Архангельский Г.В. Автоматический клиноременный вариатор как система автоматического регулирования // Теория механизмов и машин. - 1982. - Вып.33. - С.8-14.
5. Бутенин А. В. Введение в аналитическую механику. - К.: Наука, 1971. - 164 с.
6. А.с. 1368555 СССР, МКИ F16H55/56. Регулируемый шкив клиноременного вариатора / Архангельский Г.В. // Открытия. Изобретения. 1988. № 3.

Одержано 04.11.2002 р.