

ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ЕЛЕМЕНТАХ ХОДОВОЇ ТА НЕСУЧОЇ ЧАСТИН ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ ТА НА ВАНТАЖ

© Вікович І.А., Черевко Ю.М., 2005

Розглянуто процес пересування транспортного засобу з пружно зчленованими елементами. На основі комп'ютерного есперименту встановлено, що динамічні навантаження в трансмісії транспортних машин з використанням пружного зчленування їх елементів можна зменшити на 20 %.

The process of starting vehicle with springy joint elements has been considered. It was founded according to experiment provided by a computer, that dynamic load in transmission of transport vehicles which make use of external joint elements can be exchanged at 20 %.

Відомо, що з метою зниження динамічних навантажень в елементах транспортних машин, а також на вантаж, використовують різні амортизатори, демпфери, пружні підвіски тощо. Одним з шляхів зниження динамічних зусиль в елементах транспортної машини у поздовжньо-горизонтальній площині можна запропонувати пружне зчеплення елементів транспортного засобу [1–3]. Приклади нових рішень на рівні кінематичних схем наведено на рис. 1. На рисунку показано послідовне пружне зчеплення (а) та ступінчасте пружне зчеплення (б) транспортних вантажів.

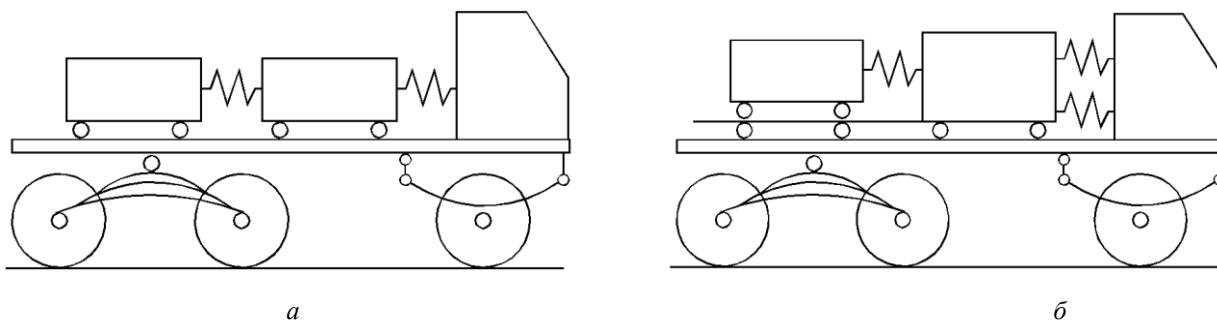


Рис. 1. Приклади кінематичних схем транспортних засобів з пружно зчленованими елементами

Для попереднього аналізу динаміки вищенаведених кінематичних схем використаємо максимально спрощені розрахункові схеми (рис. 2).

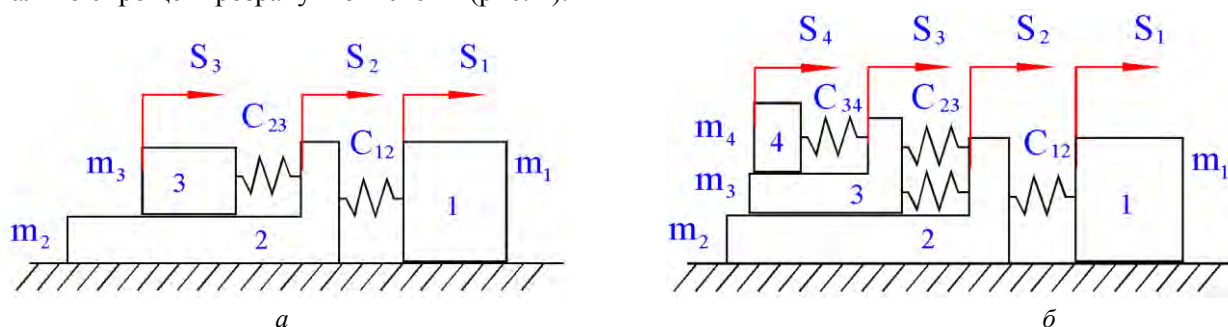


Рис. 2. Розрахункові схеми

На цих розрахункових схемах показано трансформування у поступальний обертового руху колінчастого вала двигуна, елементів трансмісії транспортного засобу на основі збереження їх кінетичної енергії (m_1, S_1). Як m_2 позначено сумарну масу шасі та кузова (а) та тільки шасі і тільки кузова (б). Як m_3, m_4 – маси вантажів. За узагальнені координати у випадку а) вибрано: S_1, S_2 – абсолютні переміщення двигуна та шасі, S_3 – відносне переміщення кузова з вантажем. У випадку (б): S_1, S_2 – абсолютні переміщення двигуна та шасі, S_3, S_4 – відносне переміщення кузова і вантажа.

Розглянемо розгін елементів розрахункової схеми (а).

I етап руху (розгін елементів двигуна транспортного засобу)

Будемо вважати надалі, що крутний момент на вихідному валі двигуна $M_{дв}$ змінюється за лінійним законом від швидкості його обертання, тобто

$$M_{дв} = -a_1^I \frac{d\varphi_{дв}}{dt} + b_1^I. \quad (1)$$

Тоді, після його перетворення в силу, остання також змінюється лінійно, але від лінійної швидкості:

$$F_{дв} = -a_1 \frac{dS_1}{dt} + b_1. \quad (2)$$

Отже, диференціальне рівняння руху першої маси має вигляд

$$m_1 \frac{d^2 S_1}{dt^2} = F_{дв} \quad (3)$$

Або

$$m_1 \frac{dV_1}{-a_1 V_1 + b} = dt. \quad (4)$$

Звідки

$$V_1 = \frac{b_1}{a_1} \left(1 - e^{-\frac{a_1}{m_1} t} \right). \quad (5)$$

У рівнянні (4) враховано, що при $t = t_n = 0 \Rightarrow V_1 = 0$.

Закінчується перший етап тоді, коли $F_{дв} = 0$. Тоді

$$V_{1к} = \frac{b_1}{a_1}.$$

II етап руху (вмикається миттєво зчеплення, деформуються зубці зубчастих коліс коробки передач, головної передачі та деформується гума на ведучих колесах в дотичному напрямку)

Диференціальне рівняння руху має вигляд:

$$m_1^* \frac{d^2 S_1}{dt^2} + a_1 \frac{dS_1}{dt} + C_{12} S_1 = b_1, \quad (6)$$

або

$$\frac{d^2 S_1}{dt^2} + 2n \frac{dS_1}{dt} + k_{12}^2 S_1 = B_1, \quad (7)$$

де

$$2n = \frac{a_1}{m_1}; \quad k_{12}^2 = \frac{C_{12}}{m_1}; \quad B_1 = \frac{b_1}{m_1}. \quad (8)$$

Розв'язок диференціального рівняння (7) має такий вигляд:

$$S_1 = Ae^{-nt} \sin(k_{12}t + \beta) + \frac{B_1}{k_{12}^2}, \quad (9)$$

де A і β – сталі інтегрування.

У залежностях (6) – (9) позначено:

m_1^* – розрахункова маса першого елемента розрахункової схеми (рис. 2), яка отримана з моментів інерції частин двигуна, зчerpлення, коробки передач, карданного вала та ведучих коліс шасі; C_{12} – зведена жорсткість на кручення до вала двигуна всіх пружних елементів «двигун – ведучі колеса» транспортної машини.

Сталі інтегрування визначаємо з співвідношень

$$\text{При } t = t_n = 0 \left\{ \begin{array}{l} \frac{dS_1}{dt} = V_{2n} = V_{1k} = \frac{b_1}{a_1} \\ S_1 = S_n = 0 \end{array} \right.$$

Закінчення II етапу та початку руху транспортного засобу відбувається тоді, коли виконано таке співвідношення:

$$C_{12}S_1 = F_{f2}, \quad (10)$$

де F_{f2} – сила опору руху коліс шасі.

III етап руху (починається рух шасі)

Диференціальні рівняння руху елементів двигуна транспортної машини та її шасі мають вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \frac{d^2 S_1}{dt^2} + a_1 \frac{dS_1}{dt} + C_{12}(S_1 - S_2) = b_1; \\ m_2 \frac{d^2 S_1}{dt^2} - C_{12}(S_1 - S_2) + C_{23}S_2 = -F_{f2}. \end{array} \right. \quad (11)$$

Початковими умовами процесу є:

$$\text{При } t = t_n = 0 \left\{ \begin{array}{l} S_1 = \frac{F_{f2}}{C_{12}}; \\ V_1 = V_{1|t=t_{IIIk}}; \\ S_2 = 0; \\ V_2 = 0. \end{array} \right.$$

Закінчується III етап за умови:

$$C_{23}S_2 = F_{f3}, \quad (12)$$

Звідси визначаємо

$$t_{IIIk} \Rightarrow V_{1|t=t_{IIIk}} \Rightarrow S_{1|t=t_{IIIk}} \Rightarrow S_{2|t=t_{IIIk}} \Rightarrow V_{2|t=t_{IIIk}}. \quad (13)$$

IV етап руху (починається рух двигуна, шасі, вантажу)

Рівняння руху всіх елементів транспортного засобу та вантажу мають вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \frac{d^2 S_1}{dt^2} + a_1 \frac{dS_1}{dt} + C_{12}(S_1 - S_2) = b_1; \\ m_2 \frac{d^2 S_1}{dt^2} - C_{12}(S_1 - S_2) + C_{23}S_2 = -F_{f2}; \\ m_3 \frac{d^2 S_1}{dt^2} - C_{23}(S_2 - S_3) = -F_{f3}. \end{array} \right. \quad (14)$$

Константи інтегрування, які з'являються під час розв'язання систем диференціальних рівнянь (14), визначають з кінцевих умов (12), (13) попереднього етапу.

Навантаження в трансмісії автомобіля, що виникають без використання пружного зчленування його елементів, показано на рис. 3.

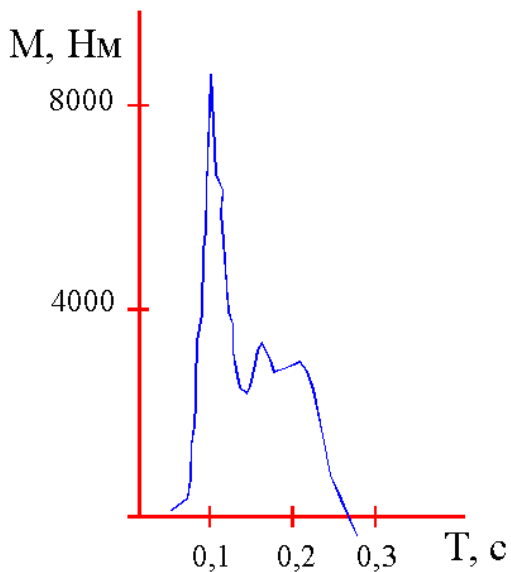


Рис. 3. Навантаження в трансмісії автомобіля без використання пружного зчленування його елементів

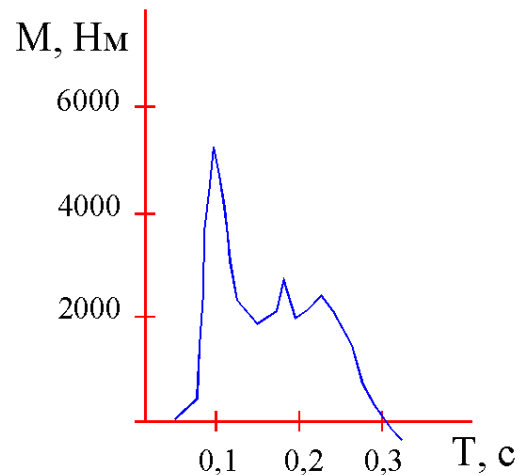


Рис. 4. Навантаження в трансмісії автомобіля з використанням пружного зчленування його елементів

Розв'язуючи послідовно системи (3), (7), (11), (14) з відповідними початковими умовами методами числового експерименту, можна підібрати співвідношення між значеннями C_{12} , C_{23} , m_2 , m_3 для заданих механічних характеристик ходової частини транспортної машини для максимально можливого пониження діючих в них динамічних навантажень (рис. 4).

Аналогічно було досліджено динаміку розгону елементів другої кінематичної розрахункової схеми (рис.2, б).

Було встановлено, що за певних співвідношень між m_1, \dots, m_4 ; $C_{12} \dots C_{34}$ можна знизити динамічні навантаження до 20 %.

Важливим для дослідження динамічних процесів у транспортних машинах з вантажами є екстремальні режими руху, зокрема, режими нерівномірного руху, пов'язані з обгоном, поодинокими нерівностями і особливо з гальмуванням [4]. Дослідження таких режимів роботи є значно складнішим і заплановано нами на майбутнє.

1. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.
2. Альгин В.Б., Павловский В.Я., Поддубко С.И. Динамика трансмиссий автомобиля и трактора. – Минск: Наука и техника, 1986. – 214 с.
3. Методика определения максимальных нагрузок трансмиссии автомобиля. Минск: Ин-т проблем надежности, 1975. – 72 с.
4. Викович И.А. Об одном случае упругого удара. – К., 1981. – 11 с. Рукопись деп. в УкрНИИНТИ, 1981. – №2667. – 11 с.