

ВПЛИВ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ КЕРОВАНОЇ ПІДВІСКИ НА СТІЙКІСТЬ РУХУ КТЗ ВЗДОВЖ КРИВОЛІНІЙНОЇ ДІЛЯНКИ

Б.І.Сокіл, д-р. техн. наук, проф.,

Національна академія Сухопутних військ України ім. П. Сагайдачного, м. Львів, Україна

О.Л. Ляшук, д-р. техн. наук, проф.,

Р.В. Хорошун, асп.,

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна

М.Б. Сокіл, канд. техн. наук, доц.,

Національний університет "Львівська політехніка", м. Львів, Україна

Для підвищення плавності ходу колісних транспортних засобів (КТЗ) набула широкого застосування керована система підвіски [1-4]. В роботах [5-8], розроблена методика аналітичного дослідження впливу нелінійно – пружних сил амортизаторів на вертикальні, поперечно – кутові коливання та стійкість руху транспортних засобів вздовж криволінійних ділянок шляху. Отримані результати, можуть бути базою для створення програмного продукту керованої підвіски, що показують пружні амортизатори із нелінійним законом зміни відновлювальної сили впливають не тільки на кількісні характеристики коливань підресореної маси (ПМ).

Для КТЗ, фізичної модель котрого подана на рис. 1., для створення програмного продукту керованої системи підресорювання з метою і являє собою отримати такі аналітичні залежності, які б були базою мінімізації динамічних навантажень на людей та вантажі які транспортуються, забезпечення максимальної швидкості стійкого руху під час маневрування КТЗ, руху вздовж криволінійних ділянок шляху.

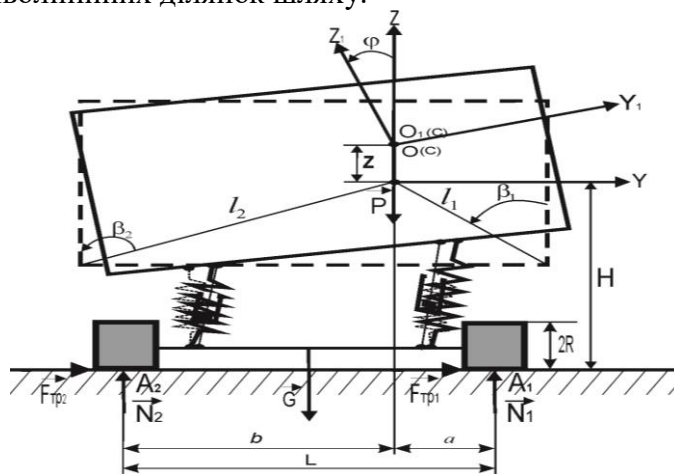


Рисунок 1 - Фізична модель для дослідження коливань КТЗ із неконсервативною силовою характеристикою системи підресорювання

Відносний рух ПМ КТЗ є плоско-паралельним, а отже її положення однозначно визначається положенням центру мас (т. О) та кутом повороту $\varphi(t)$ вказаної частини навколо центру О. Положення центру мас в довільний момент часу (із урахуванням наведених вище обмежень) найбільш зручно визначати відносно статичного положення координатою - $z(t)$. Таким чином, для побудови математичної відносного руху ПМ можна використати рівняння Лагранжа II – го роду. Відповідно до вибраних узагальнених координат кінетична енергія ПМ у відносному її русі T набуває вигляду

$$T = M \frac{\dot{z}^2(t)}{2} + I_C \frac{\dot{\varphi}^2(t)}{2}. \quad (1)$$

де M - маса підресореної частини, а I_C - її момент інерції відносно поперечної осі, яка проходить через центр мас і паралельна до вектора швидкості переносного руху. Узагальнені сили, які відповідають вибраним узагальненим координатам, то для їх знаходження, перш за все, виразимо через вказані координати та геометричні параметри КТЗ: вектори відносних переміщень ($\vec{\Delta}_1$, $\vec{\Delta}_2$) точок приєднання пружних амортизаторів до ПМ із початкового її положення довільне

$$\begin{aligned} \vec{\Delta}_1 &= \vec{j} l_1 \varphi \cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) + \vec{k} \left[z + l_1 \varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right], \\ \vec{\Delta}_2 &= \vec{j} l_2 \varphi \cos\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) + \vec{k} \left[z - l_2 \varphi \sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) \right]; \end{aligned} \quad (2)$$

відносні швидкості точок, які співпадають із кінцями вказаних векторів ($\dot{\vec{\Delta}}_1$, $\dot{\vec{\Delta}}_2$)

$$\begin{aligned} \dot{\vec{\Delta}}_1 &= \vec{j} l_1 \dot{\varphi} \cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) - \vec{j} l_1 \varphi \frac{\dot{\varphi}}{2} \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) + \vec{k} \left[\dot{z} + l_1 \dot{\varphi} \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) + l_1 \varphi \frac{\dot{\varphi}}{2} \cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right], \\ \dot{\vec{\Delta}}_2 &= \vec{j} l_2 \dot{\varphi} \cos\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) + \vec{j} l_2 \varphi \frac{\dot{\varphi}}{2} \sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) + \vec{k} \left[\dot{z} - l_2 \dot{\varphi} \sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) + l_2 \varphi \frac{\dot{\varphi}}{2} \cos\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) \right]; \end{aligned} \quad (3)$$

деформації пружних елементів δ_1 , δ_2

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \sqrt{(z^*)^2 + l_1^2 \varphi^2 + 2z^* l_1 \varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right)}, \\ \delta_2 &= \sqrt{(z^*)^2 + l_2^2 \varphi^2 - 2z^* l_2 \varphi \sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right)}, \end{aligned} \quad (4)$$

де $z^* = z - \Delta_{cm}$, Δ_{cm} - статична деформація пружних елементів, $l_1, l_2, \beta_1, \beta_2$ - геометричні параметри, які характеризують розміщення пружних елементів щодо центру мас, $\vec{k}, \vec{j}$ - одиничні орти напрямлені відповідно, вздовж осей нерухомої системи відліку OZ та OY (рис.1.). У випадку симетричного розміщення центру ваги ПЧ відносно пружних елементів $l_1 = l_2$, а $\beta_1 = \beta_2$. Співвідношення (2) - (4), а також припущення щодо силових характеристик системи підресорювання (див. п.3) дають змогу активні складові сил, які діють на ПМ ($\vec{F}_1$ та $\vec{F}_2$) представити у вигляді

$$\begin{aligned} \vec{F}_1 &= \delta_1^{\nu_2} \left(\alpha_1 + \chi_1 \dot{\Delta}_1^{\nu_1} \left(\vec{j} l_1 \varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) + \vec{k} \left[z^* + l_1 \varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right] \right) \right), \\ \vec{F}_2 &= \delta_2^{\nu_2} \left(\alpha_2 + \chi_2 \dot{\Delta}_2^{\nu_1} \left(\vec{j} l_2 \varphi \cos\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) + \vec{k} \left[z^* - l_2 \varphi \sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) \right] \right) \right) \end{aligned} \quad (5)$$

Сума проєкцій вказаних сил та сили ваги підресореної частини на вертикальну вісь (CZ) буде не чим іншим як активною складовою узагальненої сили, яка відповідає узагальненій координаті z , тобто

$$Q_z^a = \delta_1^{\nu_2} \left(\alpha_1 + \chi_1 \dot{\Delta}_1^{\nu_1} \left(z^* + l_1 \varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right) \right) + \delta_2^{\nu_2} \left(-\alpha_2 + \chi_2 \dot{\Delta}_2^{\nu_1} \left(z^* - l_2 \varphi \sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) \right) \right) - P. \quad (6)$$

Активну складову узагальненої сили, яка відповідає узагальненій координаті φ тобто Q_φ^a визначимо на базі наступних міркувань [9]: з одного боку робота активних сил, що діють на ПМ на можливому переміщенні вказаної узагальненої координати $\delta\varphi$ визначається співвідношенням $\delta A_\varphi^a = Q_\varphi^a \delta\varphi$, а з іншого боку - $\delta A_\varphi^a = M_C^a \delta\varphi$, де M_C^a - сума моментів активних сил, які діють на підресорену частину відносно центру мас. Остання величина, відповідно до

теорема Варінійона [9], визначається залежністю $M_C^a = F_{1z}^a y_1 - F_{1y}^a z_1 + F_{2z}^a y_2 - F_{2y}^a z_2$, де F_{1y}^a, F_{1z}^a та F_{2y}^a, F_{2z}^a – проекції на осі OY та OZ активних сил, які діють на праву та ліву частини ПЧ КТЗ; y_1, z_1 та y_2, z_2 – координати точок прикладання цих сил, тобто $y_1 = l_1 \sin \beta_1$, $z_1 = -l_1 \cos \beta_1$; $y_2 = -l_2 \sin \beta_2$, $z_2 = -l_2 \cos \beta_2$. Таким чином, $Q_\phi^a = F_{1z}^a y_1 - F_{1y}^a z_1 + F_{2z}^a y_2 - F_{2y}^a z_2$. Якщо в останню залежність підставити відповідні величини, отримаємо

$$Q_\phi^a = \left(\alpha_1 + \chi_1 \dot{\Delta}_1^{v_1} \left((z^*)^2 + l_1^2 \varphi^2 + 2z^* l_1 \varphi \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right)^{\frac{v_2}{2}} \left\{ l_1 \sin \beta_1 \left(z^* + l_1 \varphi \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) + l_1 \cos \beta_1 \left(z^* + l_1 \varphi \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right\} + \left(\alpha_2 + \chi_2 \dot{\Delta}_2^{v_1} \left((z^*)^2 + l_2^2 \varphi^2 - 2z^* l_2 \varphi \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \right)^{\frac{v_2}{2}} \left\{ -l_2 \sin \beta_2 \left(z^* - l_2 \varphi \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) + l_2 \cos \beta_2 \left(z^* - l_2 \varphi \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \right\} \quad (7)$$

Поступаючи подібним чином як і для активних складових відновлюючої сили, отримаємо пасивні складові узагальнених сил

$$Q_{iz}^p = -\gamma_i \bar{f}_i(\varphi, \dot{z}, \dot{\varphi}) \times \left[2\dot{z} + \dot{\varphi} \left(l_1 \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) - l_2 \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) + \varphi \frac{\dot{\varphi}}{2} \left(l_1 \cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) + l_2 \cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \right],$$

$$Q_\phi^p = -\gamma_i \bar{f}_i(\varphi, \dot{z}, \dot{\varphi}) \left\{ l_1 \left[\dot{z} + \dot{\varphi} l_1 \left(\sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) + \frac{\varphi}{2} \cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right] \left(\sin \beta_1 + \varphi \cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) - \right.$$

$$- l_1^2 \left[\dot{\varphi} \left(\cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) - \frac{\varphi}{2} \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right] \left(\cos \beta_1 - \varphi \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) +$$

$$+ l_2 \left[\dot{z} - \dot{\varphi} l_2 \left(\sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) - \frac{\varphi}{2} \cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \right] \left(\sin \beta_2 - \varphi \cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) -$$

$$- l_2^2 \left[\dot{\varphi} \left(\cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) + \frac{\varphi}{2} \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \right] \left(\cos \beta_2 + \varphi \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \left. \right\}. \quad (8)$$

У наведених вище співвідношеннях $\bar{f}_i(\varphi, \dot{z}, \dot{\varphi})$ – відомі функції, що визначаються відповідно до припущень які стосуються сили опору демпферних пристроїв. Таким чином, коливальний процес підресореної маси описується системою диференціальних рівнянь в яких праві частини визначаються відповідно до співвідношень (6) – (8).

$$M \frac{d^2 z}{dt^2} = Q_z^a + Q_z^p, \quad (9)$$

$$I_C \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = Q_\phi^a + Q_\phi^p$$

Коливання ПМ КТЗ впливають не тільки на комфортабельність перевезення людей, але й стійкість руху під час об'їзду перешкод, маневруванні, руху вздовж криволінійних ділянок шляху із нерівностями. Для вказаних випадків руху КТЗ мають місце рівняння кінетостатики, які крім активних та пасивних сил ураховують ще й сили інерції вказаних частин. Головний вектор сил інерції непідресореної частини Φ_Q^e (у випадку руху КТЗ зі сталою за величиною швидкістю) рівний $\Phi_Q^e = \frac{Q V^2}{g R}$ і напрямлений у протилежну сторону до внутрішньої нормалі траєкторії вказаної точки. Що стосується головного вектора сил інерції ПМ, то він складається із двох складових: переносної $\Phi_{II}^e = \frac{P V^2}{g R}$ та відносної $\Phi_{II}^r = -\frac{P}{g} \frac{d^2 z}{dt^2}$. Із рівнянь кінетостатики для системи непідресорена- підресорена маси для визначення критичної швидкості стійкого руху на перекидування $\tilde{V}_{kp}$

$$Pb + Q \frac{a+b}{2} - I_{A_2} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - \frac{P}{g} \frac{\tilde{V}_{kp}^2}{R} h_c - \frac{Q}{g} \frac{\tilde{V}_{kp}^2}{R} r = 0, \quad (10)$$

де I_{A_2} - момент інерції підресореної маси відносно точки контакту "зовнішньої" шини і шляху, який відповідно до теореми Гюйгенса – Штейнера рівний $I_{A_2} = \frac{P}{g} \left(\rho^2 + \left(\frac{a+b}{2} \right)^2 + h_c^2 \right)$, h_c - висота центру ваги ПМ над шляхом у статичному положенні.

Критичне значення швидкості стійкого руху із урахуванням поперечно – кутових коливань у вигляді

$$\tilde{V}_{кр} = \sqrt{\frac{Pb + Q \frac{a+b}{2} - I_{A_2} \frac{4a_\varphi(1-\nu_1)}{(\nu_2+2)(2-\nu_1)} \Omega^2(a_\varphi)}{Ph_c + Qr}} Rg \quad (11)$$

На рис. 2. Подано залежність критичної швидкості з огляду на перекидування стійкого руху від амплітуди поперечно – кутових коливань.

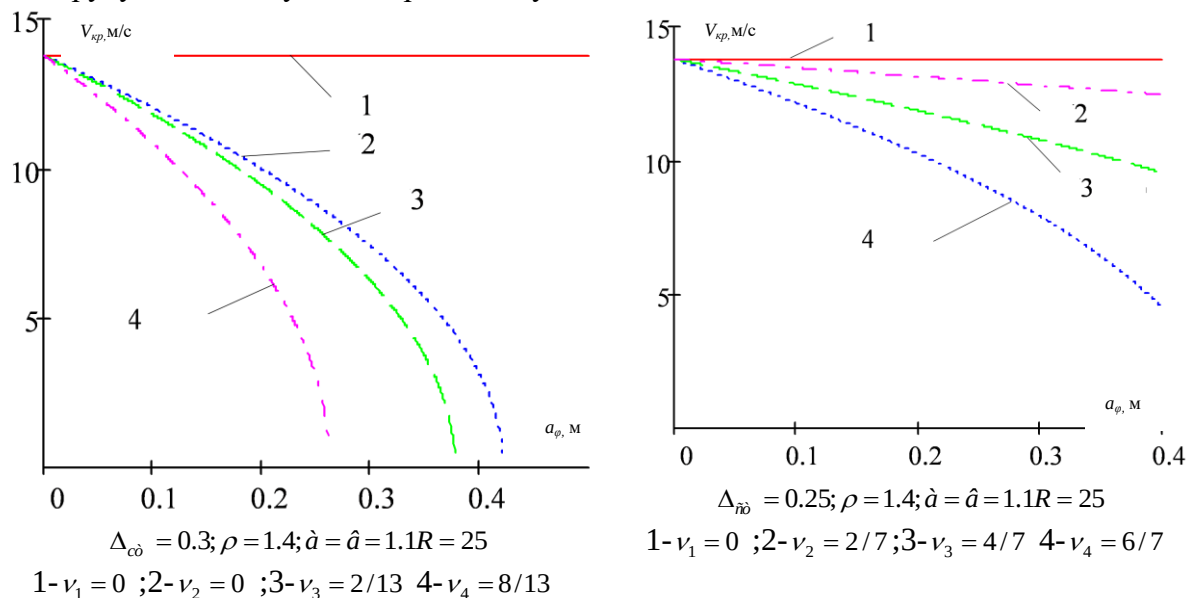


Рисунок 2 - Закони зміни критичної з огляду на перекидування швидкості стійкого руху за різних значень силових параметрів СП

Список літератури

1. Адаптивная подвеска. Устройство, принцип действия [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.autoobserver.ru/sistemi-auto/76-adaptivnaya-podveskaustroystvo-i-princip-deystviya-aktivnoypodveski.html>.
2. Павленко В.М. Сучасний стан розвитку активних підвісок легкових автомобілів / Павленко В.М., Криворучко О.О. // Вісник НТУ "ХПІ", Автомобілебудування, 2014.- №9(1052).- С.54-60.
3. Мандрика В.Р. Керованість і стійкість руху автомобіля В класу з системою ESP / В.Р. Мандрика, В.Г. Шликова // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків, 2013. – № 31 (1004). – С. 69-65.
4. Самонастраивающийся амортизатор с программированной демпфирующей характеристикой / А.Д. Дербаремдикер, Р.А. Мусарский, И.О. Степанов, М.А. Юдкевич // Автомобильная промышленность. 1985. – № 1. – С. 13 – 15.
5. Сокіл Б.І. Вплив характеристики підвіски на вертикальні та поперечно- кутові коливання корпусу армійських автомобілів багатоцільового призначення / Б.І. Сокіл, Р.А. Нанівський, М.Г. Грубель // Проблемні питання розвитку озброєння і військової техніки: тези доповідей IV НТК . – Київ: ЦНДІ, 2013. – С. 205–206.
6. Грубель М.Г. Коливання ПЧ БКМ та їх вплив на стійкість руху вздовж криволінійної ділянки шляху / М.Г. Грубель, Р.А. Нанівський, М.Б. Сокіл // Науковий вісник НЛТУ України: збірник науково-технічних праць. – Львів: РВВ НЛТУ, 2014. – Вип. 24.1. – С.155–162.
7. Нанівський Р.А. Вплив на занесення коливань підресореної частини БКМ під час його руху вздовж криволінійної ділянки шляху / Р.А. Нанівський // Науковий вісник НЛТУ України: збірник науково-технічних праць. – Львів: РВВ НЛТУ України, 2014. – Вип. 24.3. – С. 366–372.
8. Ляшук О.Л. Дослідження поздовжньо-кутових коливань колісних транспортних засобів/ Ляшук О.Л., Сокіл М.Б., Маруніч О.П.// Матеріали XIX наук. конф. ТНТУ ім. І. Пулюя.- Тернопіль.-2016.- С.62-63.
9. Павловский М.А. Теоретическая механика: для студ. вузов / М.А. Павловский, Т.В.Путята. – К.: Высшая школа, 1985. – 328с.