

РОЗРОБЛЕННЯ ТА МОДЕРНІЗАЦІЯ ОБТ

УДК: 62-522.

А.І. Андрухів¹, Б.І. Сокіл², М.Б. Сокіл¹

¹Національний університет “Львівська політехніка”

²Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів

БАЗОВІ ЗАСАДИ ЩОДО ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Розроблено методику дослідження нелінійних коливань підресореної частини колісних транспортних засобів спеціального призначення із адаптивною системою підресорення. В її основу покладено загальні положення методів збурень та ідею використання спеціальних періодичних Атеб-функцій для побудови розв'язків деяких класів нелінійних диференціальних рівнянь. На базі вказаного отримати аналітичні залежності, які описують визначальні параметри коливань підресореної частини транспортних засобів під час руху шляхом із системою довільно розміщених нерівностей. Останні можуть слугувати базою для вибору основних силових параметрів адаптивної підвіски, яка б мінімізувала дію динамічних навантажень на людей та вантажі, що транспортуються

Ключові слова: адаптивна підвіска, підресорена частина, амплітуда, частота коливань.

Постановка проблеми

Колісні транспортні засоби спеціального призначення (КТЗСП) експлуатуються, як правило, в умовах шляху із значними нерівностями, бездоріжжя та ін. Використання у них системи підресорювання відповідного класу серійних автомобілів призводить, в кращому випадку, до виводу із ладу окремих її елементів. Тому виникає потреба у створенні системи підресорювання із такими силовими характеристиками, яка б, з одного боку, максимально задовольняла ергономічним умовам [1], а з іншого – забезпечувала спеціальні характеристики – стійкість руху, прохідність, керованість, високу ефективність ведення вогню з ходу, маневреність під час зміни місця дислокації особового складу [2,3]. У багатьох моделях сучасних КТЗ використовують адаптивну систему підвіски [4,5]. Вона здатна “налаштувати” основні силові параметри системи підресорювання на той чи інший вид нерівностей шляху. До останніх в першу чергу належать статична деформація та параметри, які описують відновлювальну нелінійну силу системи підресорювання. Однак для “налаштування” параметрів системи підресорювання на той чи інший вид нерівностей необхідно знати реакцію підресореної частини на зовнішні збурення. Такі питання в основному розглядалися для лінійних чи квазілінійних математичних моделей динаміки КТЗ. У багатьох випадках вони не відповідають суті самого

фізичному процесу динаміки КТЗ. Тому існує проблема побудови уточнених нелінійних їх математичних моделей, а відтак, створення відповідного математичного апарата дослідження, який слугував би базою для створення адаптивної системи підресорювання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Створення нових чи модернізація існуючих типів підвісок КТЗ не може бути здійснене без досліджень, які спрямовані на: розроблення нових чи уточнення існуючих математичних моделей їх динаміки [6-9]; створення методів чи методик теоретичного дослідження вказаних моделей [10,11] та отримання на базі вказаного вище такого продукту, який був би базою для проектно-конструкторських робіт. Серед аналітичних методів в першу чергу треба відзначити роботи [7-15], в яких чільне місце займають дослідження, які стосуються впливі коливань підресореної частини динаміку та стійкості руху КТЗ [12-15]. Вони показують на важливе місце системи підвіски у динаміці та стійкості КТЗ. Проте, незалежно від їх типу, домінуючу роль у визначенні реакції підресореної частини на рух вздовж шляху із поодинокими чи довільно розміщеними нерівностями відіграють силові характеристики пружних амортизаторів і демпферних пристроїв. Саме аналітичному дослідженню реакції підресореної частини КТЗСП на систему поодиноких нерівностей з метою отримання базових співвідношень для адаптивної системи підресорювання присвячена робота.

Формулювання мети статті. У роботі розглядаються лише вертикальні коливання підресореної частини КТЗСП, для яких вважаються, що деформації пружних шин є малими у порівнянні деформаціями пружних амортизаторів, а тому ними нехтуємо. Це дозволяє за фізичну модель прийняти аналогічну, як у [8]. В такому разі положення підресореної частини відносно непідресореної визначається силовими характеристиками системи підресорювання. Для неї вважається, що відновлювальна сила пружних амортизаторів і демпферних пристроїв описуються залежностями $F(\Delta, \dot{\Delta}) = (\alpha_1 + \alpha_2 \dot{\Delta}^{v_1}) \Delta^{v_2+1}$, $R(\dot{\Delta}) = \beta \dot{\Delta}^s$ (α_1 , α_2 , β , v_1 , v_2 – сталі, Δ , $\dot{\Delta}$ – відповідно деформація та швидкість деформації амортизаторів).

Щодо нерівностей шляху правого та лівого бортів, то вони вважаються ідентичні та описуються залежностями

$$\tilde{\Delta}_j(x) = \begin{cases} h_j \sin^{2s_j} \frac{\pi x}{d_j}, & \text{при } x_j \leq x \leq x_j + d_j \\ 0, & \text{при } x_j + d \leq x \leq x_{j+1}, \quad j = 1, 2, 3, \dots \end{cases} \quad (1)$$

(x – біжуча координата руху досліджуваного об'єкта вздовж прямолінійної ділянки шляху, $\tilde{\Delta}_j(x)$ – апліката j -ї нерівності, h_j – висота, d_j – довжина j -ї нерівності, s_j – параметр, який описує її форму). Необхідно отримати аналітичні співвідношення, які описують основні параметри коливань підресореної частини КТЗСП і які були б

одночасно базою для визначення базових параметрів адаптивної системи підресорювання вказаних транспортних засобів.

Виклад основного матеріалу. Як правило, у транспортних засобах максимальне значення сили опору демпферних пристроїв є значно меншою величиною за максимальне значення пружної сили амортизаторів [16], тому вказане обмеження залишається справедливим і для розглядуваної підвіски. Щодо руху КТЗСП, то вважається, що величина його швидкості залишається сталою на досліджуваному відтинку шляху із нерівностями. В такому разі положення підресореної частини відносно непідресореної однозначно визначається одним параметром $z(t)$, а основне співвідношення динаміки для його визначення стосовно системи відліку із початком у положенні статичної рівноваги набуває вигляду

$$M\ddot{z} = -Mg + (\alpha_1 - \alpha_2 (\dot{z} + \tilde{\Delta}_j(x))^{v_1}) (z + \tilde{\Delta}_j(x) - \Delta_{cm})^{v_2+1} \quad (2)$$

У співвідношенні (2) M – маса підресореної частини, а Δ_{cm} – статична деформація амортизаторів,

яка визначається залежністю $\Delta_{cm} = (Mg / \alpha_1)^{1/(v_2+1)}$

Як було наголошено вище, у роботі розглядається випадок руху КТЗСП зі сталою за величиною швидкістю, тому параметр x у залежності (2) приймає значення $x = Vt$. Якщо врахувати вказане, то після нескладних викладок диференціальне рівняння (2) із достатнім ступенем точності можна подати у вигляді

$$\ddot{z} + \frac{\alpha_2}{M} (\dot{z})^{v_1} z^{v_2+1} = -g - \frac{\alpha_1}{M} (z + \Delta_{cm} - z_j(t))^{v_2+1} - \frac{\alpha_3}{M} (\dot{z}(t) - \dot{z}_j(t))^{2r+1} + \frac{\alpha_2}{M} [v_1 (\dot{z})^{v_1-1} z^{v_2+1} \dot{z}_j(t) - (v_2+1) z^{v_2} \dot{z}^{v_1} (\Delta_j(t) - \Delta_{cm})], \quad (3)$$

де $z_j(t)$ та $\dot{z}_j(t)$ відповідають значенню функцій Δ_j та $\dot{\Delta}_j$ за умови, що у них $x = Vt$.

Перш ніж перейти до побудови розв'язку рівняння (3), зупинимось на деяких додаткових обмеженнях щодо параметрів диференціального рівняння (3). Відповідно до загальних експлуатаційних вимог КТЗ [2,16], система підресорювання повинна зменшити динамічну дію, яка зумовлена наїздом коліс на нерівності шляху на водія, людей чи вантажі, що транспортуються, а для КТЗСП крім цього деяким специфічним умовам, на які наголошувалось вище. Так чином, система підресорювання повинна зовнішні збурення руху КТЗ перетворити у коливальний рух підресореної частини, а значить, рівняння (3) повинно описувати коливальний її рух. Вказане буде мати місце у

випадку, коли параметри $v_{1(2)}$ приймають значення:

$$v_{1(2)} + 1 = (2p_i + 1) / (2q_i + 1), \quad p_i, q_i = 0, 1, 2, \dots$$

Виконання вказаного та наведені вище обмеження дозволяють для побудови розв'язку рівняння (3) використати основні ідеї положення методу Ван-дер-Поля адаптованого до сильно нелінійних коливальних систем [11,14]. Відповідно до них, розв'язок отриманого нелінійного диференціального рівняння для першого наближення можна подати за допомогою періодичних Атеб-функцій [9] у вигляді

$$z(t) = aca \left(v_2 + 1, \frac{1}{1 - v_1}, \psi \right), \quad (4)$$

де a – амплітуда, а ψ – фаза коливань. Треба відзначити, що представлений розв'язок незбуреного рівняння є

$$2\Pi = 2\Gamma\left(\frac{1-v_1}{2-v_1}\right)\Gamma\left(\frac{1}{2+v_2}\right)\Gamma^{-1}\left(\frac{1-v_1}{2-v_1} + \frac{1}{2+v_2}\right) -$$

періодичним за фазою ψ . Що стосується законів зміни в часі вказаних параметрів коливань підресореної частини КТЗСП, то вони визначаються

$$\frac{da}{dt} = -\frac{2-v_1}{2\alpha(a)} sa\left(\frac{1}{1-v_1}, v_2+1, \psi\right) \begin{cases} F_1\left(a, \psi, \frac{\pi M}{d_1} t\right), & \text{при } 0 \leq t \leq \frac{d_1}{V}, \\ F_2\left(a, \psi, \frac{\pi M}{d_1} t\right), & \text{при } \frac{d_1}{V} \leq t \leq \frac{d_1}{V} + \tau_1, \\ F_3\left(a, \psi, \frac{\pi M}{d_1} t\right); & \text{при } \frac{d_1}{V} + \tau_1 \leq t \leq \frac{d_1}{V} + \tau_1 + \tau_2, \\ F_4\left(a, \psi, \frac{\pi M}{d_1} t\right), & \text{при } t \geq \frac{d_1}{V} + \tau_1 + \tau_2, \end{cases} \quad (5)$$

$$\frac{d\psi}{dt} = \alpha(a) - \frac{(2+v_2)(2-v_1)}{2\alpha(a)} \left(sa\left(\frac{1}{1-v_1}, v_2+1, \psi\right) \right)^{\frac{v_1}{v_1-1}} ca\left(v_2+1, \frac{1}{1-v_1}, \psi\right) \begin{cases} F_1\left(a, \psi, \frac{\pi M}{d_1} t\right), & \text{при } 0 \leq t \leq \frac{d_1}{V}, \\ F_2\left(a, \psi, \frac{\pi M}{d_1} t\right), & \text{при } \frac{d_1}{V} \leq t \leq \frac{d_1}{V} + \tau_1, \\ F_3\left(a, \psi, \frac{\pi M}{d_1} t\right); & \text{при } \frac{d_1}{V} + \tau_1 \leq t \leq \frac{d_1}{V} + \tau_1 + \tau_2, \\ F_4\left(a, \psi, \frac{\pi M}{d_1} t\right), & \text{при } t \geq \frac{d_1}{V} + \tau_1 + \tau_2, \end{cases}$$

де $F_j\left(a, \psi, \frac{\pi M}{d_1} t\right)$, $j=1, 2, 3, 4$ відповідають значенням правої частини диференціального рівняння (3) за умови, що в них $z_j(t)$ та $\dot{z}_j(t)$ визначаються відповідно до залежності (1), а τ_1, τ_2 час руху між першим і другим та відповідно другим і третім горбами, а функція $\alpha(a)$ – частота власних коливань підресореної частини визначається співвідношенням

$$\alpha(a) = \frac{v_2+2}{2} \left(\frac{\alpha_2}{M} \frac{2-v_1}{(1-v_1)(v_2+2)} \right)^{\frac{1}{2-v_1}} a^{\frac{v_1+v_2}{2-v_1}} \quad (6)$$

Таким чином, з метою виконання ергономічних вимог щодо частоти вертикальних коливань необхідно у випадку руху КТЗСП вздовж шляху із значними нерівностями вибирати систему підресорювання із статичною деформацією $0.2 < \Delta_{cm} < 0.35$ м та такими параметрами її силової характеристики $v_1=0$, $0.1 < v_2 < 1$ або $-0.4 < v_1 < 0$, $0 < v_2 < 1$. Що стосується руху шляхом із малими нерівностями – систему підресорювання із значенням параметрів $-0.4 < v_1 < 1$, $0 < v_2 < 1$ – за статичної деформації

правою частиною диференціальних рівнянь, тобто як характеристиками системи підресорювання та нерівностями шляху у вигляді

$0.1 < \Delta_{cm} < 0.2$ м, або $-0.7 < v_1 < -0.4$, $0 < v_2 < 1$ – за статичної деформації $0.25 < \Delta_{cm} < 0.35$ м.

Примітки.

1. Система диференціальних рівнянь (6) записана для випадку двох горбів, її без особливих труднощів можна узагальнити на випадок довільної їх кількості.

2. Виходячи із неперервності динамічного процесу системи підресорювання для диференціальних рівнянь (6) мають виконуватись умови спряження, тобто значення амплітуди та частоти коливань підресореної частини під час виходу із одного горба мають бути рівними відповідним параметрам руху входження на ділянку без горба.

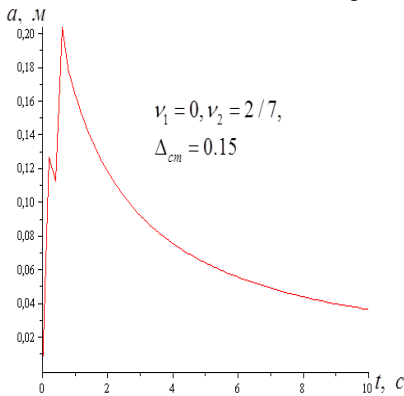
Якщо геометричні параметри нерівностей такі, що час долання їх є значно менший від періоду власних коливань ($\frac{d_j}{V} \ll T$), то диференціальні рівняння (6) можна значно спростити. Підставою для її спрощення є наступне: зміна частоти (фази) коливань за час руху колеса вздовж нерівності є малою величиною. Після спрощення системи диференціальних рівнянь (6) отримуємо

$$\frac{da}{dt} = -\frac{2-v_1}{2\omega(a)} \left\{ \begin{array}{l} g - \frac{\alpha_1}{M} \left(a - \Delta_{cm} - h_1 \sin^{2s} \frac{\pi V t}{d_1} \right)^{v_2+1} - \frac{\alpha_2}{M} \left[v_1 \left(\frac{2a\omega(a)}{v_2+2} \right)^{v_1-1} a^{v_2+2} \dot{z}_1(t) - (v_2+1) a^{v_2} \left(\frac{2a\omega(a)}{v_2+2} \right)^{v_1} (\Delta_{cm} - z_1(t)) \right] - \\ - \frac{\alpha_3}{M} \left(\frac{2a\omega(a)}{v_2+2} - \dot{z}_1(t) \right), \text{ при } 0 \leq t \leq \frac{d_1}{V}, \\ - \frac{2-v_1}{2\pi M \omega(a)} \alpha_3 \left(\frac{2a\omega(a)}{v_2+2} \right)^{2s+1} \Gamma \left(\frac{2s+3-2v_1}{2-v_1} \right) \Gamma \left(\frac{1}{v_2+2} \right) \Gamma^{-1} \left(\frac{2s+3-2v_1}{2-v_1} + \frac{1}{v_2+2} \right), \text{ при } \frac{d_1}{V} \leq t \leq \frac{d_1}{V} + \tau_1, \\ g - \frac{\alpha_1}{M} \left(a - \Delta_{cm} - h_1 \sin^{2s} \frac{\pi V t}{d_1} \right)^{v_2+1} - \frac{\alpha_2}{M} \left[v_1 \left(\frac{2a\omega(a)}{v_2+2} \right)^{v_1-1} a^{v_2+2} \dot{z}_2(t) - (v_2+1) a^{v_2} \left(\frac{2a\omega(a)}{v_2+2} \right)^{v_1} (\Delta_{cm} - z_2(t)) \right] - \\ - \frac{\alpha_3}{M} \left(\frac{2a\omega(a)}{v_2+2} - \dot{z}_2(t) \right), \text{ при } \frac{d_1}{V} + \tau_1 \leq t \leq \frac{d_1}{V} + \tau_1 + \tau_2, \\ - \frac{2-v_1}{2\pi M \omega(a)} \alpha_3 \left(\frac{2a\omega(a)}{v_2+2} \right)^{2s+1} \Gamma \left(\frac{2s+3-2v_1}{2-v_1} \right) \Gamma \left(\frac{1}{v_2+2} \right) \Gamma^{-1} \left(\frac{2s+3-2v_1}{2-v_1} + \frac{1}{v_2+2} \right), \text{ при } t \geq \frac{d_1}{V} + \tau_1 + \tau_2, \end{array} \right.$$

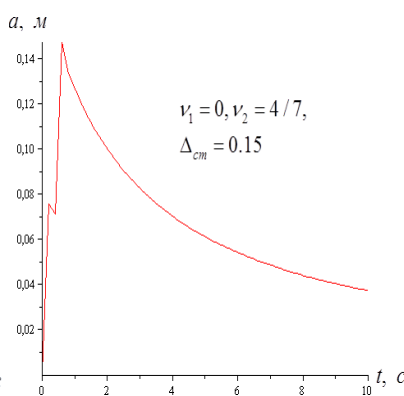
$$\frac{d\psi}{dt} = \omega(a) - \frac{(v_2+2)(2-v_1)}{2a\omega(a)} \left\{ \begin{array}{l} g - \frac{\alpha_1}{M} \left(a - \Delta_{cm} - h_1 \sin^{2s} \frac{\pi V t}{d_1} \right)^{v_2+1} - \frac{\alpha_3}{M} \left(\frac{2a\omega(a)}{v_2+2} - \dot{z}_1(t) \right) - \\ - \frac{\alpha_2}{M} \left[v_1 \left(\frac{2a\omega(a)}{v_2+2} \right)^{v_1-1} a^{v_2+2} \dot{z}_1(t) - (v_2+1) a^{v_2} \left(\frac{2a\omega(a)}{v_2+2} \right)^{v_1} (\Delta_{cm} - z_1(t)) \right], \text{ при } 0 \leq t \leq \frac{d_1}{V}, \\ 0, \text{ при } \frac{d_1}{V} \leq t \leq \frac{d_1}{V} + \tau_1, \\ g - \frac{\alpha_1}{M} \left(a - \Delta_{cm} - h_1 \sin^{2s} \frac{\pi V t}{d_1} \right)^{v_2+1} - \frac{\alpha_3}{M} \left(\frac{2a\omega(a)}{v_2+2} - \dot{z}_2(t) \right) - \\ - \frac{\alpha_2}{M} \left[v_1 \left(\frac{2a\omega(a)}{v_2+2} \right)^{v_1-1} a^{v_2+2} \dot{z}_2(t) - (v_2+1) a^{v_2} \left(\frac{2a\omega(a)}{v_2+2} \right)^{v_1} (\Delta_{cm} - z_2(t)) \right], \text{ при } \frac{d_1}{V} + \tau_1 \leq t \leq \frac{d_1}{V} + \tau_1 + \tau_2, \\ 0, \text{ при } t \geq \frac{d_1}{V} + \tau_1 + \tau_2. \end{array} \right.$$

Нижче на базі отриманих вище співвідношень для деяких значень силових параметрів адаптивної підвіски КТЗСП представлено закон зміни амплітуди вертикальних коливань під час руху шляхом із системою двох нерівностей висотою

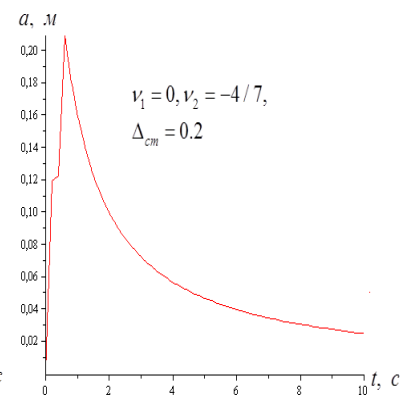
$h = 0.2 \text{ м}$ кожна за швидкості руху $V = 5 \text{ м/с}$ і $d_1 = d_2 = 2 \text{ м}$, $\tau_1 = 0.5 \text{ с}$ (рис. 1 а) – рис. 1 г) та $V = 7.5 \text{ м/с}$ і $d_1 = d_2 = 2 \text{ м}$, $\tau_1 = 0.5 \text{ с}$ (рис. 1 д), рис. 1 е).



а)



б)



в)

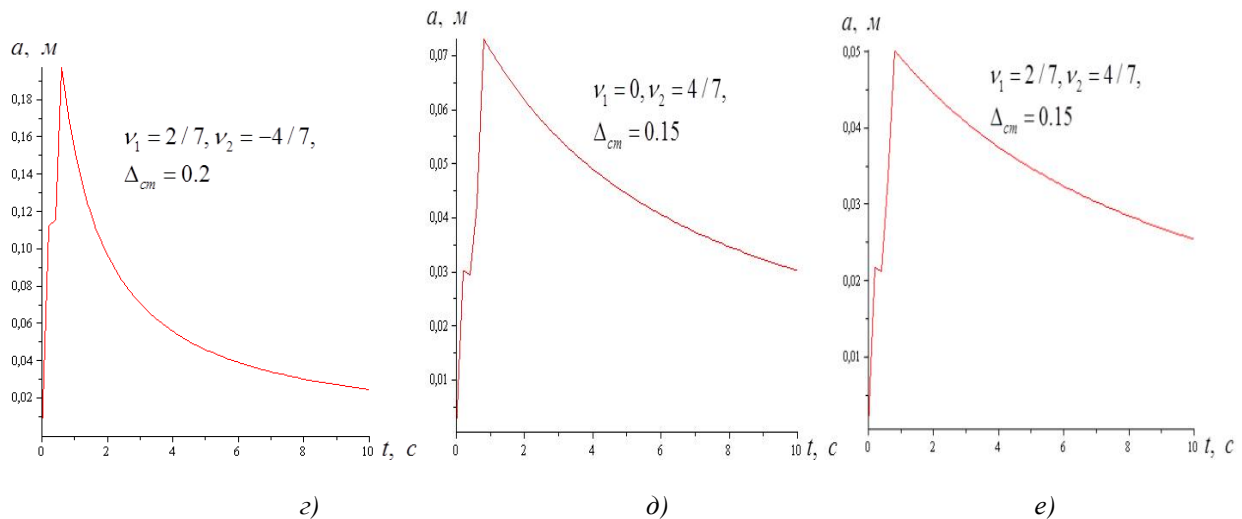


Рис. 1. Залежність в часі амплітуди вертикальних коливань підресореної частини КТЗСП і з адаптивною системою підресорювання за різних значень силових параметрів та різної швидкості руху

Висновки

Отримані теоретичні результати та побудовані на їх базі графічні залежності дозволяють стверджувати:

1. Ергономічним умовам більшою мірою задовольняє для малих коливань підресореної частини адаптивна система підресорювання із значенням параметрів $-0.4 < v_1 < 1, 0 < v_2 < 1$, – за статичної деформації $0.1 < \Delta_{cm} < 0.2$ м, або $-0.7 < v_1 < -0.4, 0 < v_2 < 1$ – за статичної деформації $0.25 < \Delta_{cm} < 0.35$ м.

2. За значень параметрів $v_1 = -1/v_2$ динамічний процес близький до ізохронного із

$$\text{частотою } \omega = \frac{v_2 + 2}{2} \left(\frac{\alpha_2}{M} \frac{2 - v_1}{(1 - v_1)(v_2 + 2)} \right)^{\frac{1}{2 - v_1}}.$$

3. Амплітуда виходу із поодиноких нерівностей для більших менших останніх і більших швидкостей руху ЛБКТЗ є меншою.

4. Для адаптивної підвіски із значенням параметрів $v_1 > 0, v_2 < 0$ амплітуда виходу із наступної (другої) нерівності не залежить значною мірою від статичної деформації амортизаторів.

5. Для випадку $v_1 < 0$ більшим значенням параметра v_2 відповідає менше значення амплітуди виходу із нерівностей (за однакових їх характеристик та швидкості руху КТЗСП).

6. Для випадку $v_2 > 0$ більшим значенням параметра v_1 відповідає менше значення амплітуди виходу із нерівності.

7. У випадку $v_1 < 0, v_2 < 0$ амплітуда виходу із нерівностей шляху майже не залежить від статичної деформації.

Список літератури

- ГОСТ 12.2.012-2005. Вибрационная безопасность. Общие требования. – М.: Стандартинформ, 2008. – 35 с.
- Солтус А.П. Теория эксплуатационных vlastivostey avtomobilya: navchalnyi posibnik dlya VNZ / A.P. Soltus. – К.: Арістей, 2010. – 155 с.
- Дуценко В.В. Недостатки, причины их возникновения и противоречия развития известных физических принципов действия упругих элементов систем поддресоривания военных гусеничных и колесных машин / В.В. Дуценко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2007. – № 33. – С. 46-52.
- 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.
- Адаптивная подвеска. Устройство, принцип действия [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.autoobserver.ru/sistemi-auto/76-adaptivnaya-podveskaustroystvo-i-princip-deystviya-ktivnoypodveski.html>.
- Зайцев А.А. Перспективный амортизатор для АТС / А.А. Зайцев, С.Ю. Радин, Е.В. Сливинский // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 9. – С. 26-28.
- Кузьо І.В. Вплив параметрів підвіски на нелінійні коливання транспортних засобів / І.В. Кузьо, Б.І. Сокіл, В.М. Палюх // Вісник НУ «ЛП» “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – 2007. – № 588 – С. 49-52.
- Грубель М.Г. Вертикальні коливання ПЧ КТЗ під дією випадкових збурень / М.Г. Грубель, О.П. Красюк, Р.А. Нанівський, М.Б. Сокіл // Наукові нотатки НТК. – Луцьк, 2014. – Вип. 46. – С. 112-116.
- Lyashuk O. Longitudinal-angular oscillation of wheeled vehicles with non-linear power characteristics of absorber system / O. Lyashuk, M. Sokil, T. Pyndus, O. Marunych // Scientific Journal of the Ternopil National Technical University. – 2016. № 2(83), P. 82-89.
- Лобас Л.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г. – К.: Наукова думка, 1990. – 232 с.

11. Сокіл Б.І. Власні вертикальні коливання корпусу автомобіля з урахуванням нелінійних характеристик пружної підвіски / Б.І. Сокіл, Р.А. Нанівський, М.Г. Грубель // Науково-виробничий журнал "Автомобільний транспорт". – 2013. – № 5 (235). – С. 15-18.

12. Божкова Л.В. Влияние поперечных вынужденных колебаний на опрокидывание автомобиля при объезде препятствия / Л.В. Божкова, В.Г. Нябов, Г.И. Норицина // Транспортное дело России. – Казань, 2009. – № 03. – С. 65-73.

13. Вербицький В.Г. Вплив геометрії кузова легкового автомобіля на курсову стійкість / В.Г. Вербицький, А.Г. Костенко, М.І. Загороднов // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2012. – Вип. 2. – С. 55-61.

14. Грубель М.Г. Коливання ПЧ КТЗ 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.

15. Грубель М.Г. Вплив відновлювальної сили пружної підвіски на коливання та стійкість руху КТЗ / М.Г. Грубель, Р.А. Нанівський, М.Б. Сокіл // Збірка тез доповідей міжнародної НТК "Перспективи розвитку озброєння і військової техніки СВ". – Львів: АСВ, 2014. – С. 35.

16. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.

Рецензент: д.т.н., проф. Ю.В. Шабатура, Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів.

Базовые предпосылки обоснования выбора силовых параметров адаптивной подвески колесных транспортных средств специального назначения

А.И. Андрухив, Б.И. Сокил, М.Б. Сокил

Разработано методику исследования нелинейных колебаний поддресоренной части колесных транспортных средств специального назначения с адаптивной системой поддресоривания. Она основана на общих положениях методов возмущений и использовании специальных периодических Атеб-функций для построения решений некоторых классов нелинейных дифференциальных уравнений. В совокупности указанное позволило получить аналитические зависимости, которые описывают главные параметры колебаний поддресоренной части транспортных средств во время движения вдоль пути из произвольной системой неровностей. Последние могут являться базой для выбора силовых параметров адаптивной подвески с целью минимизации динамических воздействий на людей и грузы, которые перемещаются.

Ключевые слова: адаптивная подвеска, поддресоренная часть, амплитуда, частота колебаний.

Basic principles for the approval of elective parameters of the adaptive surface of collected vehicles of special purpose

A. Andruchiv, B. Sokil, M. Sokil

The use of wheeled vehicles of special purpose systems pidresoryuvannya relevant class production cars leads, at best, with output down some of its elements. Therefore, there is a need to create a system of sprinkling with such power characteristics, which on the one hand would as much as possible satisfy the ergonomic conditions, and on the other hand - provided special characteristics (stability of motion, permeability, controllability, high efficiency of driving east, maneuverability when changing the location of personal warehouse).

To substantiate the choice of the main power parameters of wheeled vehicles with an adaptive sprinkler system, a mathematical model of vertical fluctuations of its submersible part during a movement along the path with an arbitrary placed system of inequalities is constructed. It represents non-autonomic nonlinear differential equations of the second order. For the latter, a method for constructing the first approximation of the asymptotic solution is developed. The method is based on the general provisions of perturbation methods and the idea of using special periodic Ateb-functions for constructing the solutions of some classes of nonlinear differential equations. In the aggregate, the above resulted in obtaining analytical relations that describe the determining parameters of oscillations of the submerged part of the vehicles during the movement by means of a system of randomly placed inequalities. By analyzing the latter, in particular, it was found that the amplitude of the output of single inequalities for larger lengths of the latter is greater, and for smaller inequalities at higher speeds of the KТZSP. The obtained analytical dependencies can serve as the basis for the choice of the main power parameters of an adaptive suspension, which would minimize the dynamic loads on people and goods transported.

Keywords: adaptive suspension, sprinkler system, amplitude, frequency of oscillations.