

ВПЛИВ НЕРІВНОСТЕЙ НА СТІЙКІСТЬ РУХУ КОЛІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ВЗДОВЖ КРИВОЛІНІЙНОЇ ДІЛЯНКИ ШЛЯХУ

Розглянуто задачу про вплив нерівностей на коливання та стійкість руху вздовж горизонтальної криволінійної ділянки шляху колісного транспортного засобу спеціального призначення (КТЗСП). Після її розгляду прийнято, що: транспортний засіб (ТЗ) рухається із сталою за величиною швидкістю; відновлювальна сила пружних амортизаторів є нелінійною функцією їх деформації; нерівності мають неупорядкований характер, розміщені на значній віддалі одна від іншої і кожна з них можна описати гладкою функцією. На базі диференціальних рівнянь, що описують динаміку підресореної частини, отримано аналітичні залежності, які описують визначальні параметри поперечно-кутових коливань підресореної частини КТЗСП. Вони, разом із рівняннями кінестатики, системи не підресорена – підресорена частини, дають змогу визначити критичну швидкість стійкого руху ТЗ вздовж криволінійної ділянки шляху. Показано, що вона залежить від параметрів, які описують відновлювальну силу та амплітуди коливань.

Ключові слова: підвіска автомобіля, стійкість руху, нелінійні коливання підресореної частини, амплітуда, частота коливань, критична швидкість руху.

Вступ. Створення нових та модернізація наявних зразків КТЗСП зумовлена підвищенням вимог до їх технічних та експлуатаційних характеристик. Основну увагу досліджень з їх модернізації приділено розробці й удосконаленню силових установок, трансмісій, спорядження, яке встановлюється, та ін. Системою ж, яка значною мірою визначає експлуатаційні характеристики КТЗСП, є система підвіски [1-6] та ін. Результати досліджень та випробувань показують, що система підвіски багатьох типів ТЗ не завжди дає змогу повною мірою реалізувати наявні силові потужності двигуна, забезпечити вимоги щодо ергономіки, динамічних перевантажень на людей та вантажі, що транспортуються. Тому розроблення таких характеристик системи підресорювання, яка максимально забезпечувала б функціонування інших систем та одночасно створювала б належні умови перевезення людей та вантажів, є актуальною задачею. Навіть її часткове вирішення дасть змогу більш ефективно використовувати ресурс модернізованих КТЗСП шляхом зростання швидкостей руху, а отже – зекономити час на виконання поставленого завдання.

Більшість аналітичних досліджень, які стосуються впливу пружних елементів системи підвіски на динаміку підресореної частини, проводились за лінійної моделі зв'язку між відновлювальною силою та деформацією пружних елементів. Водночас, належну комфортабельність забезпечує підвіска, для котрої відновлювальна сила для малих деформацій пружних елементів (менших за статичну) повільно змінюється і стрімко зростає для значних їх величин. Така віднолююча сила пружних амортизаторів ТЗ описується нелінійною функцією їх деформації. Вивчення ж динаміки ТЗ на базі спрощених, лінійних, моделей руху обґрунтоване у випадку переміщень їх вздовж шляху з незначними нерівностями. Що стосується ТЗСП, які призначені для пересування у складних умовах –

руху по пересіченій місцевості, бездоріжжю, то до підвіски таких ТЗ ставляться набагато жорсткіші умови – вона повинна максимально зменшити динамічні навантаження на водія, людей та вантажі, які транспортуються. Це означає, що зазначені ТЗ потребують побудови уточнених, тобто, якісно нових математичних моделей динаміки. Водночас, ці математичні моделі потребують створення для аналізу руху підресореної частини такого апарату аналітичних досліджень, який давав би в комплексі відповідь на питання впливу:

- кінематичних параметрів руху ТЗ;
- основних динамічних характеристик підвіски, її компоновання для коливання підресореної частини з метою забезпечення ергономічних показників та зменшення динаміки навантаження на водія, людей та вантажі, які перевозяться.

Отримані таким чином результати аналітичного опису динаміки підресореної частини будуть одночасно базою для широкопланових інженерних робіт зі створення вузлів та елементів підвіски, які забезпечать зазначені вище умови експлуатації ТЗСП. Розв'язання деяких задач поставленої вище проблеми, а саме – вплив параметрів, які описують нелінійну характеристику відновлювальної сили пружних амортизаторів на поперечно-кутові коливання підресореної частини та стійкість руху КТЗСП вздовж криволінійної ділянки шляху з неупорядкованою системою нерівностей, є предметом розгляду цієї роботи. Звідси і випливає її актуальність.

Постановка задачі та методика розв'язування. Під час вирішення поставленої вище задачі вважається:

- транспортний засіб рухається зі сталою за величиною швидкістю V вздовж криволінійної ділянки шляху, радіус кривини котрої ρ ;
- відновлювальна сила F пружних амортизаторів описується із достатнім ступенем точності, нелінійною функцією деформації Δ вигляду:

$$F = c\Delta^{\nu+1}, \quad (1)$$

де: c, ν – сталі, причому $\nu + 1 = (2m + 1) / (2n + 1)$, $m, n = -0, 1, 2, \dots$; сила опору R демпферних пристроїв є функцією швидкості деформації $\dot{\Delta}$, тобто $R = f(\dot{\Delta})$, причому $\max F \gg \max R$; нерівності шляху мають неупорядкований характер, розміщені на значній віддалі одна від одної та їх можна описати по відношенню до шляху гладкою функцією

$$\tilde{z} = h \sin^{2s} ky, \quad (2)$$

де h, s, k – сталі. Якщо нерівності розміщені на значній віддалі одна від одної, то наявні демпферні пристрої приводять до швидкого зникання коливань підресореної частини, зумовлених наїздом на нерівність. Тому в момент наїзду ТЗСП на наступну нерівність їх амплітуда є значно меншою, ніж при виході з попередньої нерівності.

Для описання динаміки розглядуваного у роботі об'єкта за фізичну його модель прийнято двомасову систему (рис. 1): непідресорену – 1 та підресорену частини – 2, які з'єднані між собою системою підвіски (пружними амортизаторами – 3 та демпферними пристроями – 4).

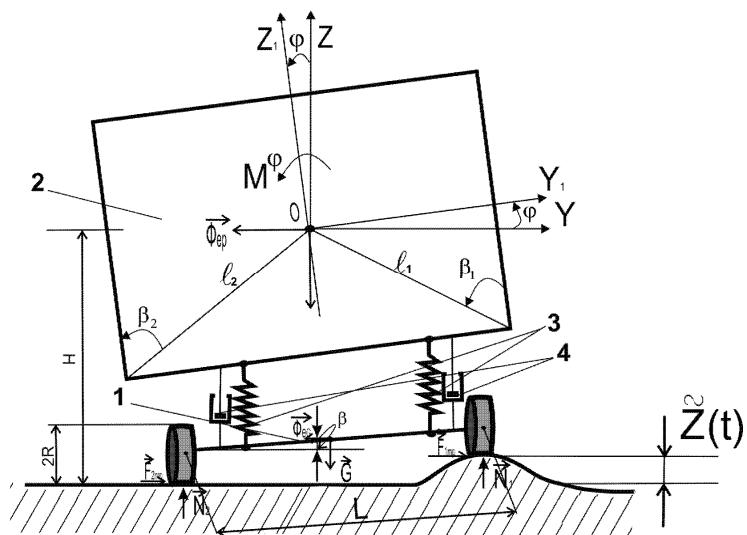


Рис. 1. Фізична модель динаміки кузова транспортного засобу

Вважається, що за рахунок наїзду правого (лівого) колеса центр мас O підресореної частини отримує незначні лінійні переміщення, а підресорена частина повертається навколо центру мас на кут ϕ . У такому разі диференціальні рівняння, які описують поперечно-кутові коливання підресореної частини, можна привести до вигляду:

$$\begin{aligned}
 I_O \ddot{\phi} + c \phi^{\nu+1} [l_1^{\nu+2} \sin \beta_1 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1) + l_2^{\nu+2} \sin \beta_2 (\sin \beta_2 + \cos \beta_2)] = \\
 = -(\nu+1)c(l_1 \phi)^\nu \ddot{z}(t) [\ddot{z}(t) + 2l_1 \sin \beta] (l_1 \sin \beta_1 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1)) - \\
 - \alpha l_1 \left[\dot{z}(t) + \dot{\phi} l_1 \left(\sin \left(\frac{\phi}{2} + \beta_1 \right) + \frac{\phi}{2} \cos \left(\frac{\phi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right] \left(\sin \beta + \phi \cos \left(\frac{\phi}{2} + \beta_1 \right) \right) - \\
 - \alpha l_1^2 \left[\dot{\phi} \left(\cos \left(\frac{\phi}{2} + \beta_1 \right) - \frac{\phi}{2} \sin \left(\frac{\phi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right] \left(\cos \beta - \phi \sin \left(\frac{\phi}{2} + \beta_1 \right) \right) + \\
 + \alpha l_2 \left[-\dot{\phi} l_2 \left(\sin \left(\beta_2 - \frac{\phi}{2} \right) - \frac{\phi}{2} \cos \left(\beta_2 - \frac{\phi}{2} \right) \right) \right] \left(\sin \beta_2 - \phi \cos \left(\beta_2 - \frac{\phi}{2} \right) \right) - \\
 - \alpha l_2^2 \left[\dot{\phi} \left(\cos \left(\beta_2 - \frac{\phi}{2} \right) + \frac{\phi}{2} \sin \left(\beta_2 - \frac{\phi}{2} \right) \right) \right] \left(\cos \beta_2 + \phi \sin \left(\beta_2 - \frac{\phi}{2} \right) \right)
 \end{aligned} \tag{3}$$

при $0 \leq t \leq \tau$

$$\begin{aligned}
 I_O \ddot{\phi} + c \phi^{\nu+1} [l_1^{\nu+2} \sin \beta_1 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1) + l_2^{\nu+2} \sin \beta_2 (\sin \beta_2 + \cos \beta_2)] = \\
 = -\alpha l_1 \left[\dot{\phi} l_1 \left(\sin \left(\frac{\phi}{2} + \beta_1 \right) + \frac{\phi}{2} \cos \left(\frac{\phi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right] \left(\sin \beta + \phi \cos \left(\frac{\phi}{2} + \beta_1 \right) \right) -
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 -\alpha l_1^2 \left[\dot{\phi} \left(\cos \left(\frac{\phi}{2} + \beta_1 \right) - \frac{\phi}{2} \sin \left(\frac{\phi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right] \left(\cos \beta - \phi \sin \left(\frac{\phi}{2} + \beta_1 \right) \right) + \\
 + \alpha l_2 \left[-\dot{\phi} l_2 \left(\sin \left(\beta_2 - \frac{\phi}{2} \right) - \frac{\phi}{2} \cos \left(\beta_2 - \frac{\phi}{2} \right) \right) \right] \left(\sin \beta_2 - \phi \cos \left(\beta_2 - \frac{\phi}{2} \right) \right) - \\
 - \alpha l_2^2 \left[\dot{\phi} \left(\cos \left(\beta_2 - \frac{\phi}{2} \right) + \frac{\phi}{2} \sin \left(\beta_2 - \frac{\phi}{2} \right) \right) \right] \left(\cos \beta_2 + \phi \sin \left(\beta_2 - \frac{\phi}{2} \right) \right),
 \end{aligned} \tag{4}$$

при $t \geq \tau$, τ – час подолання перешкоди. У наведених вище залежностях I_O – момент інерції підресореної частини відносно осі, що проходить через центр мас і перпендикулярна до площини розглядуваних коливань; δ_{cm} – статична деформація підресореної частини.

Беручи до уваги, що "довжина" нерівності d , а швидкість переміщення ТЗ V є сталою, $\tau = \frac{d}{V}$. Це дає змогу трансформувати залежність (2) до вигляду

$$\ddot{z}(t) = \pm h \sin^{2s} \frac{\pi}{d} V t, \text{ при } 0 \leq t \leq \frac{d}{V}. \tag{5}$$

За початкові умови для диференціального рівняння (4) необхідно приймати значення кута повороту ϕ та кутову швидкість $\dot{\phi}$ виходу з одинокої перешкоди. Що стосується початкових умов для диференціального рівняння (3), то їх вибирають, виходячи з руху ТЗ, що передував розглядуваній одинокій нерівності (для випадку руху вздовж шляху без нерівностей вони є малими величинами). У випадку, коли максимальні значення прямих частин диференціальних рівнянь (3) та (4) є малою величиною, порівняно з $\max c \Xi \phi^{\nu+1}$ (у роботі розглядається саме такий випадок), динамічний процес підресореної частини описується залежністю [9]

$$\phi = a_\phi c a (\nu+1, 1, \omega_\phi(a_\phi) t + \vartheta), \quad \omega_\phi(a_\phi) = \sqrt{\frac{c \Xi \nu + 2}{I_O}} a_\phi^{\frac{\nu}{2}}, \tag{6}$$

де $\Xi = l_1^{\nu+2} \sin \beta_1 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1) + l_2^{\nu+2} \sin \beta_2 (\sin \beta_2 + \cos \beta_2)$.

У співвідношенні (6) невідомий параметр a_ϕ визначається звичайними диференціальними рівняннями:

$$\begin{aligned}
 \frac{da_\phi}{dt} = \frac{1}{\omega(a_\phi) I_O} \times \\
 \times \left\{ -(\nu+1)c(l_1 a_\phi)^{\nu-1} (\ddot{z}(t) - \delta_{cm}) [\ddot{z}(t) - \delta_{cm} + 2l_1 \sin \beta] (l_1 \sin \beta_1 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1)) - \right. \\
 \left. - (\nu+1)c(l_2 a_\phi)^{\nu-1} (\delta_{cm}) [\delta_{cm} + 2l_2 \sin \beta] (l_2 \sin \beta_2 (\sin \beta_2 + \cos \beta_2)) - \right. \\
 \left. - \alpha l_1^2 \left[\left(\frac{\dot{z}(t)}{l_1} + a_\phi \omega(a_\phi) \left(1 + \frac{a_\phi}{2} \right) \right) (\sin \beta_1 + a_\phi) + a_\phi \omega(a_\phi) \left(1 - \frac{a_\phi}{2} \right) (\cos \beta_1 - a_\phi) \right] + \right. \\
 \left. + \alpha l_2^2 a_\phi \omega(a_\phi) \left[\left(1 - \frac{a_\phi}{2} \right) (\sin \beta_2 - a_\phi) - \left(1 + \frac{a_\phi}{2} \right) (\cos \beta_2 + a_\phi) \right] \right\}
 \end{aligned} \tag{7}$$

при $0 \leq t \leq \tau$ та

$$\frac{d\alpha_\phi}{dt} = -\frac{\alpha a_\phi}{I_0} \{I_1^2 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1) + I_2^2 (\sin \beta_2 + \cos \beta_2)\}. \quad (8)$$

Закони зміни параметра a_ϕ під час наїзду колеса на першу нерівність за таких значень параметрів системи: $V = 10$ м/с, $s = 2$, $\delta_{cm} = 0,1$ м, $I = 60000$ кг·м², $h = 0,2$ м, $d = 0,2$ м, які представлені на рис. 2 а. На рис. 2 б наведено закон зміни амплітуди під час наїзду на наступну перешкоду за умови, що вона знаходиться на віддалі 10 м від попередньої із такими ж характеристиками профілю, як і для випадку, показаного на рис. 2 а.

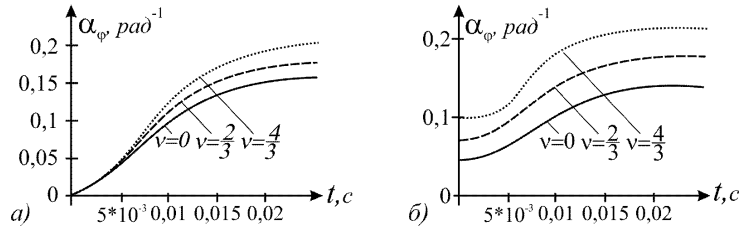


Рис. 2. Закон зміни кута повороту підресореної частини під час подолання одиноких нерівностей

Водночас, наведені залежності є базою для визначення критичної швидкості руху вздовж шляху. Для оцінки її величини на базі рівнянь кінетостатики [10] отримано:

$$\begin{aligned} N_1 \cos \beta + N_2 - P - G + F_{1mp} \sin \beta &= 0, \\ F_{1mp} \cos \beta + F_{2mp} - \Phi_{eP} - \Phi_{eG} - N_1 \sin \beta &= 0, \\ F_{2mp} \ddot{z} - N_2 (L \cos \beta_1 + R \sin \beta) + P(L \cos \beta - a) + \\ + G \frac{L}{2} \cos \beta + \Phi_{eP} (H - \ddot{z}) + \Phi_{eG} \left(\frac{L}{2} \sin \beta - R \cos \beta \right) - M_{\phi A_1} &= 0, \end{aligned} \quad (9)$$

де: P , G – сили ваги відповідно підресореної та непідресореної частин, N_1 , N_2 – нормальні складові реакцій правого та лівого коліс, F_{1mp} , F_{2mp} – сили поперечно-го тертя, які протидіють заносу на криволінійній ділянці шляху, Φ_{eP} , Φ_{eG} – сили інерції переносного руху (зумовлені криволінійністю шляху), $M_{\phi A_1}$ – момент сил інерції відносно точки A_1 . Наведені вище величини визначаються через кінематичні параметри руху, коефіцієнти тертя правого та лівого коліс f_1 , f_2 співвідношеннями $F_{1mp} = f_1 N_1$, $F_{2mp} = f_2 N_2$, $\Phi_{eP} = \frac{P V^2}{g \rho}$, $\Phi_{eG} = \frac{G V^2}{g \rho}$, $M_{\phi A_1} = I_{A_1} \ddot{\phi}$ (I_{A_1} – момент інерції підресореної частини відносно осі, яка проходить через точку A_1 і перпендикулярна до вектора швидкості переміщення ТЗ).

Беручи до уваги, що:

- а) у граничному випадку переходу стійкого у нестійкий рух $N_1 = 0$;
- б) закон зміни поперечно-кутових коливань підресореної частини визначається залежністю (6), у якій амплітуда поперечно-кутових коливань описується диференціальними рівняннями (8);

в) максимальне значення моменту сил інерції дорівнює $M_{\phi A_1} = I_{A_1} a_\phi \omega_\phi^2(a_\phi)$, третє рівняння співвідношень (9) дає змогу визначити критичне значення швидкості руху $V_{кр}$ вздовж криволінійного шляху

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{P(L \cos \beta - a) + G \frac{L}{2} \cos \beta + f(P + G)h - \left(I_C + \frac{P}{g}(a + H)^2 \right) \frac{P}{I_C} \Xi \left(\frac{a_\phi}{\delta_{cm}} \right)^{\nu+1}}{P(H - h) + G \left(R \cos \beta - \frac{L}{2} \sin \beta \right)}} \rho g. \quad (10)$$

На рис. 3 представлено залежність критичної швидкості руху від статичної деформації пружних амортизаторів за різних значень параметра ν та $P = 35000$ Н, $G = 9000$ Н, $L = 2,2$ м, $H = 1,1$ м, $R = 0,4$ м, $a_\phi = 0,1$ рад., $\rho = 50$ м, $h = 0,2$ м (рис. 3 а) та $h = 0,2$ м (рис. 3 б).

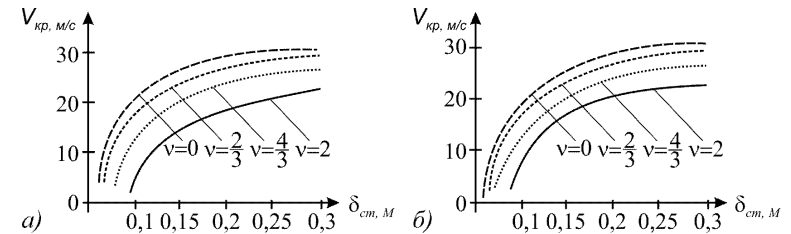


Рис. 3. Залежність критичної швидкості стійкого руху від статичної деформації

Висновки. На основі отриманих аналітичних залежностей, які описують поперечно-кутові коливання підресореної частини КТЗСП та рівнянь кінетостатики випливає:

- амплітуда зазначених коливань під час виходу з одинокої нерівності є більшою для: жорсткіших характеристик пружної підвіски (більших значень параметра ν та меншої величини статичної деформації); пологіших форм нерівностей та менших значень швидкостей їх подолання;
- критичне значення швидкості для жорсткіших підвісок є меншим.

Література

1. Александров Е.Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, А.Т. Лебедев, А.Н. Туренко и др. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, – 2001. – 642 с.
2. Бочаров Н.Ф. Конструирование и расчёт колёсных машин высокой проходимости : учебник [для студ. ВУЗов] / Н.Ф. Бочаров, И.С. Цитович, А.А. Полугнян и др.; под общ. ред. Н.Ф. Бочарова, И.С. Цитовича. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1983. – 299 с.
3. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств / Дж. Вонг. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1982. – 284 с.
4. Дущенко В.В. Математическое моделирование колебаний подвески многоспорной колесной машины / В.В. Дущенко, И.И. Якименко // Механіка та машинобудування. – 2004. – № 2. – С. 139-147.
5. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М. : Изд-во "Машиностроение". – 1972. – 392 с.
6. Бочаров Н.Ф. Конструирование и расчёт колёсных машин высокой проходимости : учебник [для студ. ВУЗов] / Н.Ф. Бочаров, И.С. Цитович, А.А. Полугнян и др.; под общ. ред. Н.Ф. Бочарова, И.С. Цитовича. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1983. – 299 с.

7. Grubel M. Influence of characteristics of wheeled vehicle suspensions of its road-holding along curved stretches of track / M. Hrubel, M. Soksl, R. Nativskyi // Science & military. Liptovscy Mikulas, Slovak Republska. – 2014. – Vol. 9, № 1. – Pp. 15-19.

8. Кильчевский Н.А. Курс теоретической механики / Н.А. Кильчевский. – М. : Изд-во "Наука". – 1977. – Т. II. – 544 с.

Нативський Р.А. Влияние неровностей на устойчивость движения колесного транспортного средства вдоль криволинейного участка пути

Рассмотрена задача о влиянии неровностей на колебания и устойчивость движения вдоль горизонтального криволинейного участка пути колесного транспортного средства специального назначения. При ее рассмотрении принято, что: транспортное средство движется с постоянной по величине скоростью; восстанавливающая сила упругих амортизаторов является нелинейной функцией их деформации; неровности носят неупорядоченный характер, размещены на значительном расстоянии друг от друга и каждое из них можно описать гладкой функцией. На базе дифференциальных уравнений, описывающих динамику поддресоренной части во время прохождения и после преодоления неровностей; получены аналитические зависимости, описывающие определяющие параметры поперечно-угловых колебаний поддресоренной части колесного транспортного средства специального назначения. Они, вместе с уравнениями кинестатики, системы поддресоренная – поддресоренная части, позволяют определить критическую скорость устойчивого движения транспортного средства вдоль криволинейного участка пути. Показано, что она зависит от параметров, которые описывают восстанавливающую силу и амплитуды колебаний.

Ключевые слова: подвеска автомобиля, устойчивость движения, нелинейные колебания поддресоренной части, амплитуда, частота колебаний, критическая скорость движения.

Nativsky R.A. Motion Stability of Wheeled Vehicles While Driving Along the Curved Parts of Track with the Roughnesses

The problem of the influence of roughness on the oscillations and motion stability along the horizontal curved stretch of track of wheeled vehicle of special purpose is reviewed. Having considered the problem it is assumed the following: the vehicle moves with a constant speed in magnitude; restoring force of elastic shock absorbers is a nonlinear function of their deformation; roughnesses have unordered character, they are placed at a considerable distance from each other and each of them can be described by a smooth function. On the basis of differential equations describing the dynamics of the sprung part during and after passing of roughnesses; the analytical dependences describing the defining parameters of transverse angular vibration of the sprung part of wheeled vehicle of special purpose is obtained. They, along with the kinetostatic equations of system non sprung – sprung parts, allow determining the critical speed of steady motion of the vehicle along a curved stretch of track. It is shown that it depends on the parameters that describe the restoring force and amplitude of oscillation.

Key words: car suspension, motion stability, nonlinear oscillation of the sprung part, amplitude, frequency of oscillation, critical speed.

4. ЕКОНОМІКА, ПЛАНУВАННЯ ТА УПРАВЛІННЯ В ГАЛУЗЯХ

УДК 330.101.54:350.35

Проф. Г.І. Башнянин¹, д-р екон. наук;

доц. Л.Я. Гончарук¹, канд. екон. наук; доц. О.М. Мартин², канд. екон. наук;

доц. М.Г. Москва³, канд. екон. наук

ВПЛИВ ПРОЦЕСІВ СОЦІАЛІЗАЦІЇ НА ПЕРЕХІДНІ МІКРОЕКОНОМІЧНІ СИСТЕМИ

Проведено науковий аналіз впливу процесів соціалізації на перехідні мікроекономічні системи. Розглянуто суть мікроекономічної соціалізації та соціалізаційної рівноваги мікроекономічних систем. Досліджено процеси соціалізації та їх вплив на мікроекономічні системи у короткотривалому, довготривалому і гіпердовготривалому ринкових періодах. Визначено поточні, віддалені та гіпервіддалені економічні ефекти соціалізації, а саме у короткотривалому ринковому періоді – негативний зворотний соціалізаційний ефект, в довготривалому періоді – нейтральний, а у гіпердовготривалому періоді – позитивний зворотний соціалізаційний ефект.

Ключові слова: соціалізація, мікроекономічна соціалізація, соціалізаційна рівновага, соціалізаційні витрати, зворотний ефект соціалізації.

Вступ. Сучасний етап розвитку економічних систем як розвинутого, так і перехідного типу характеризується явищем соціалізації, яка проявляється в соціальної переорієнтації виробництва, розподілу та перерозподілу, споживання, зміні структури попиту, гуманізації праці і життя людей, розвитку соціальної сфери і людської особистості, умовах розвитку людини. Розвиток та поглиблення процесів соціалізації економічних систем створює відповідні умови не тільки для найповнішого задоволення соціально-матеріальних потреб членів колективів, а й для подальшого власне економічного розвитку.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Соціалізацію як процес посилення соціальної спрямованості розвитку сучасних економічних систем широко досліджують у сучасній економічній літературі. Можна погодитись із думкою О.В. Гришкіна, що соціалізація впродовж минулого століття оформилась в самостійну течію соціально-економічної думки [10, с. 64]. Оскільки потреби та інтереси людини є головною рушійною силою соціально-економічного розвитку суспільства, у наукових працях як вітчизняних, так і українських економістів соціалізацію трактують здебільшого з позицій її впливу на соціальні результати розвитку та функціонування економічних систем [9, 11-15].

Трапляються й інші трактування соціалізації економічних систем, зокрема у контексті глобалізаційних процесів соціалізацію розглядають як інструмент у теорії конвергенції (зближення) капіталізму і соціалізму [17], трактують як "процес становлення нового типу економічної системи" [7, с. 8], як "процес раціоналізації державного регулювання соціальної динаміки суспільства на основі

¹ Львівська КА;

² Львівський ДУ безпеки життєдіяльності;

³ Львівський НУ ветеринарної медицини та біотехнологій імені С.З. Гжицького