

УДК 629.113

МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ АВТОМОБІЛЯ З УРАХУВАННЯМ ТЯГОВОЇ СИЛИ Й ПЕРЕРОЗПОДІЛУ МАСИ

**В.А. Макаров, доцент, д.т.н., О.С. Волохов, ст. викладач,
Донецька академія автомобільного транспорту**

Анотація. Наведено модель, що дозволяє досліджувати курсову стійкість руху автомобіля з урахуванням поздовжньої тягової сили та перерозподілу навантаження на колесах.

Ключові слова: модель, курсова стійкість руху, тягова сила, навантаження.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ С УЧЁТОМ ТЯГОВОЙ СИЛЫ И ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ МАССЫ

**В.А. Макаров, доцент, д.т.н., А.С. Волохов, ст. преподаватель,
Донецкая академия автомобильного транспорта**

Аннотация. Приведена модель, позволяющая исследовать курсовую устойчивость движения автомобиля с учетом продольной тяговой силы и перераспределения нагрузки на колесах.

Ключевые слова: модель, курсовая устойчивость движения, тяговая сила, нагрузка.

SIMULATION OF VEHICLE MOVEMENT WITH REGARD TO THE PULLING FORCE AND REDISTRIBUTION OF THE MASS

**V. Makarov, Associate Professor, Doctor of Technical Science,
A. Volokhov, senior teacher,
Donetsk Academy of Motor Transport**

Abstract. The article presents a model allowing to examine the direction stability of a car movement taking into account longitudinal pulling force and load redistribution on the wheels.

Key words: model, course stability movement, pulling power, load.

Вступ

Питання курсової стійкості руху автомобілів (КСР) з урахуванням поздовжніх сил, що діють у контакті коліс із дорогою, є актуальними, оскільки наявність таких сил призводить до зміни параметрів стійкості автомобіля при його русі.

Аналіз публікацій

Раніше велися дослідження в цьому напрямі [1], але при цьому використовувалася велосипедна модель автомобіля, яка, на жаль, не враховувала перерозподілу навантаження на колесах. Також спроби дослідження впливу

тягової сили на стійкість можна знайти в роботі Томаса Гильєспі [2], але в цій роботі була лінійна постановка завдання.

Мета і постановка задачі

Метою роботи є дослідження КСР автомобіля з урахуванням поздовжньої тягової сили, що діє на колесах передньої осі, і перерозподілу навантаження на колесах.

Моделювання руху

Чисельне моделювання динаміки виконане для легкового автомобіля Opel Vectra C, який використовувався в експериментальних дос-

лідженнях. Проведена серія заїздів (у виконаному раніше експерименті) у коловому усталеному режимі руху дозволила визначити середню величину коефіцієнта зчеплення.

Як вихідні було взято такі дані:

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$; відстані від центру мас автомобіля до передньої й задньої осей відповідно $a = 1,273 \text{ м}$, $b = 1,427 \text{ м}$; коефіцієнти відведення передньої й задньої осей автомобіля відповідно $k_1 = 32240 \text{ Н/рад}$; $k_2 = 27186 \text{ Н/рад}$; $m = 1771 \text{ кг}$.

Розглянемо випадок руху $X_1 \neq 0$, $X_2 = 0$, де X_1 , X_2 – тягове зусилля на передній і задній осях відповідно. Одержимо наступну систему кінцевих рівнянь, яка визначає параметри кругових режимів руху (u^* , ω^*) за фіксованих значень швидкості автомобіля $v = \text{const}$ і кута повороту керованих коліс $\theta = \text{const}$.

$$\begin{aligned} -\omega m &= -Y_{11}\theta_{11} - Y_{12}\theta_{12} + X_{11} + X_{12}; \\ \omega m &= Y_{11} + Y_{12} + Y_{21} + Y_{22} + X_{11}\theta_{11} - X_{12}\theta_{12}; \quad (1) \\ 0 &= a(Y_{11} + Y_{12}) - b(Y_{21} + Y_{22}) + a\theta(X_{11} + X_{12}), \end{aligned}$$

де Y_{11} , Y_{12} , Y_{21} , Y_{22} – бічна сила відведення в плямі контакту на колесах передньої й задньої осей автомобіля, Н; ω – кутова швидкість автомобіля, рад/с.; u – бічна складова швидкості центру мас автомобіля м/с; m – маса автомобіля, Н.

Для спільності системи, як було показано раніше, необхідна наявність $X_1 \neq 0$. Під X_1

слід розуміти варіацію тягового зусилля $X_1(v)$, а тягове зусилля $X_1(v)$ забезпечує реалізацію необхідної поздовжньої складової швидкості руху v (чисельно $X_1(v)$ дорівнює сумарній силі опору руху за швидкості v) [3]. Таким чином, лінеаризована система, яка визначає стаціонарні рішення, не буде залежати від X_1 .

Вихідна нелінійна система (на основі лінеаризації кута повороту θ і стаціонарних режимів ($\dot{u} = 0$; $\dot{\omega} = 0$; $\dot{v} = 0$))

$$\begin{aligned} (\dot{v} - \omega u)m &= -Y_1 \sin(\theta) + X_1 \cos(\theta) - X_{cd}; \\ (\dot{u} + \omega v)m &= Y_1 \cos(\theta) + Y_2 + X_1 \sin(\theta); \quad (2) \\ J\dot{\omega} &= aY_1 \cos(\theta) - bY_2 + aX_1 \sin(\theta). \end{aligned}$$

Оскільки враховане $\dot{\omega} = 0$, одержимо таке рівняння: $0 = aY_1 \cos(\theta) - bY_2 + aX_1 \sin(\theta)$, яке визначає безліч стаціонарних режимів і може бути розв'язане відносно діючих бічних сил.

Інтегрування вихідної системи рівнянь здійснене за допомогою програмного забезпечення Maple. Для цього вихідну систему рівнянь було записано в «машинному» вигляді, за умови жорсткості керуючого колісного модуля автомобіля й усталеного руху (збільшення сил інерції компенсується за рахунок зміни тягової сили). При цьому, згідно з нелінійною теорією відведення, бічні сили визначаються (4)

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{-m\omega + Y_{11} \sin(\theta) + Y_{12} \sin(\theta) + X_{cd}}{\cos(\theta)}; \\ \dot{u} &= -v\omega + \frac{(-m\omega + Y_{11} \sin(\theta) + Y_{12} \sin(\theta) + X_{cd}) \sin(\theta)}{\cos(\theta)} + Y_{11} \cos(\theta) + Y_{12} \cos(\theta) + Y_{21} + Y_{22}; \\ \dot{\omega} &= \left(\frac{(-m\omega + Y_{11} \sin(\theta) + Y_{12} \sin(\theta) + X_{cd}) \sin(\theta)}{\cos(\theta)} + Y_{11} \cos(\theta) + Y_{12} \cos(\theta) \right) \frac{a - (Y_{21} + Y_{22})b}{J}; \\ Y_{1j} &:= \frac{k_{1j} \left(\theta - \frac{u + a\omega}{v \mp H\omega} \right)}{\sqrt{1 + \frac{k_{1j}^2 \left(\theta - \frac{u + a\omega}{v \mp H\omega} \right)^2}{(0,8N_{1j})^2}}}; \quad Y_{2j} := \frac{k_{2j} \left(-\frac{u + b\omega}{v \pm H\omega} \right)}{\sqrt{1 + \frac{k_{2j}^2 \left(-\frac{u + b\omega}{v \pm H\omega} \right)^2}{0,8N_{2j}^2}}}; \quad (4) \end{aligned}$$

а перерозподіл навантаження на колесах

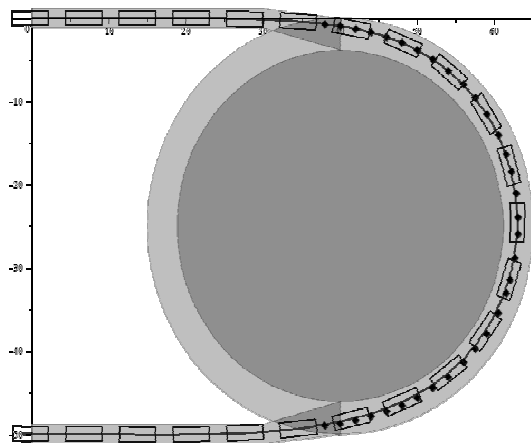
$$\begin{aligned} N_{1j} &:= \frac{1}{2} \left(\frac{mgb}{l} + \frac{mu\omega h}{l} \mp \frac{mv\omega hb}{Hl} \right); \\ N_{2j} &:= \frac{1}{2} \left(\frac{mga}{l} - \frac{mu\omega h}{l} \mp \frac{mv\omega ha}{Hl} \right), \end{aligned} \quad (5)$$

де l – база автомобіля, м; H – ширина колії, м; h – висота центру мас автомобіля, м.

При цьому кожний з режимів моделювався за тим або іншим законом повороту керма автомобіля. Для комп'ютерного моделювання найбільш типового повороту автомобіля на 180° , що рухався перед цим прямолінійно, закон керування керованими колесами задається у вигляді [4]

$$\theta := \begin{cases} 0 & 0 \leq t \text{ and } t \leq t_0 \\ \beta t & t_0 \leq t \text{ and } t \leq t_1 \\ \beta(t_1 - t_0) & t_1 \leq t \text{ and } t \leq t_2 \\ \beta(t_1 - t_0) - \beta t & t_2 \leq t \text{ and } t \leq t_3 \\ 0 & t_3 \leq t_k \end{cases} \quad (6)$$

де $[0; t_0]$ і $[t_2; t_k]$ – час руху автомобіля по прямій до входу в поворот і після виходу з повороту відповідно; $[t_0; t_1]$ – інтервал часу входу в поворот, керовані колеса автомобіля рівномірно повертаються зі швидкістю $\beta = 0,05 \text{ c}^{-1}$; $[t_1; t_2]$ – інтервал часу руху автомобіля по колу (може бути відсутній); $[t_2; t_3]$ – інтервал часу виходу автомобіля з повороту (керовані колеса рівномірно повертаються в нейтральне положення).



- ◆ – траєкторія центру автомобіля;
- (чирка) – траєкторія центру мас;
- (тонка) – габарити автомобіля;
- (шар) – коридор руху автомобіля при виконанні маневру «розворот».

Рис. 1. Траєкторія руху автомобіля категорії М1 під час виконання маневру «розворот» 25 м за швидкості руху 25 км/год

Для моделювання поведінки автомобіля в такому повороті приймалися швидкості від 25 км/год до втрати курсової стійкості руху за рахунок кута повороту керованих коліс від $\theta = 5,0\text{--}15$ град (при куті близькому до 12 град, згідно з нелінійною теорією введення, збільшення кута не приводить до зміни бічних сил відведення коліс автомобіля).

Моделювалася траєкторія руху центру мас автомобіля й інші параметри, такі як змінні u, ω, δ_i , що дозволяло визначити радіус руху автомобіля при повороті, що встановився. За збільшення швидкості руху до $v = 35$ км/год, що відповідає випадку $v > v^*$ (v^* – швидкість появи зносу задньої осі автомобіля за рахунок перерозподілу навантаження по бортах), для поведінки змінних характерним є ріст амплітуд коливального процесу для кутової й бічної швидкостей центру мас автомобіля, що призводить до порушення стійкості руху автомобіля.

Отримані залежності кутів відведення коліс осей було покладено надалі в основу розрахунків бічних сил на колесах автомобіля й визначення числових значень коефіцієнтів використання сил зчеплення на цих колесах.

Про стійкість автомобіля в несталих режимах можна судити й за величиною бічних прискорень центру мас (рис. 1–5). Ці прискорення визначалися шляхом розв'язання вихідної нелінійної системи диференціальних рівнянь. За величиною прискорень визначався режим руху. Режим руху вважався стійким, якщо прискорення центру мас автомобіля не перевищувало значення $4,5 \text{ м/с}^2$. У випадку руху автомобіля за закритичної швидкості $v = 37$ км/год (рис. 6, 7).

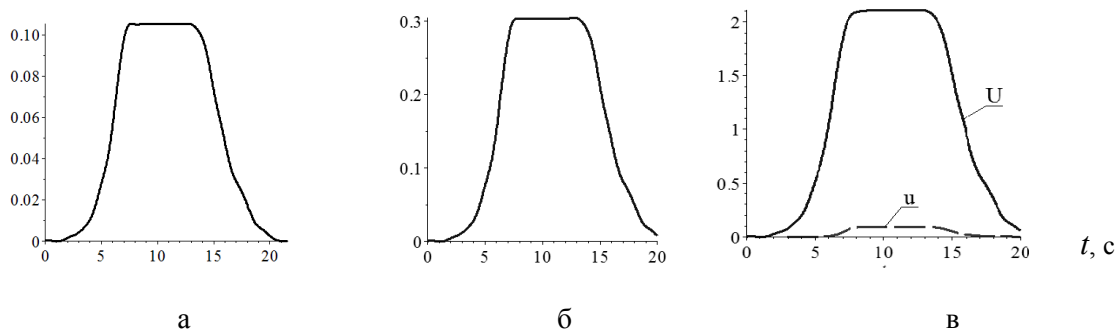


Рис. 2. Параметри руху автомобіля під час виконання маневру «поворот» за швидкості 25 км/год: а – зміна кута повороту коліс ($\theta_{\max} = 0,1$ рад); б – зміна кутової швидкості руху автомобіля ($\omega_{\max} = 0,3$ рад/с); в – бічне прискорення й бічна складова швидкості руху центру мас автомобіля ($U_{\max} = 2,105$ м/с², $u_{\max} = 0,09$ м/с)

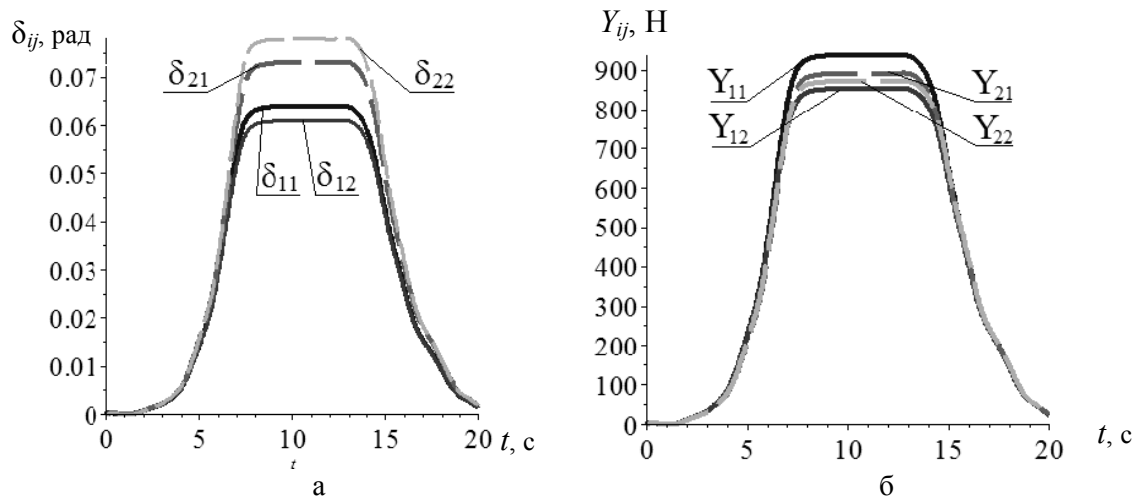


Рис. 3. Параметри руху автомобіля під час виконання маневру «поворот» за швидкості 25 км/год: а – зміна кута відведення коліс ($\delta_{\max} = 4,46$ град на задньому зовнішньому колесі); б – зміна бічних сил, які діють на колеса автомобіля ($Y_{\max} = 935$ Н – сила, що діє на передньому внутрішньому колесі)

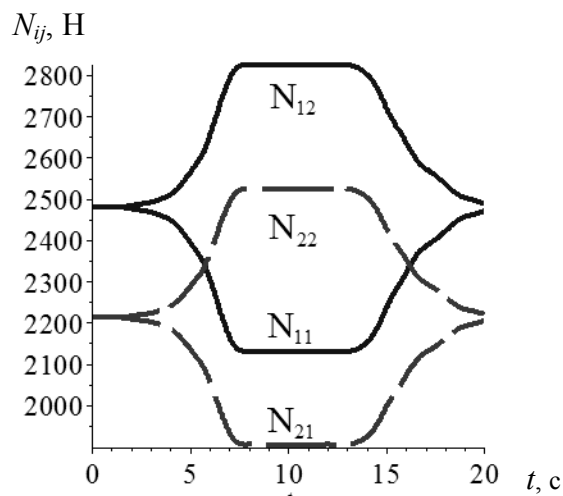


Рис. 4. Параметри руху автомобіля під час виконання маневру «поворот» за швидкості 25 км/год: вертикальне навантаження на колесах передньої (N_{11} , N_{12}) і задньої (N_{21} , N_{22}) осей

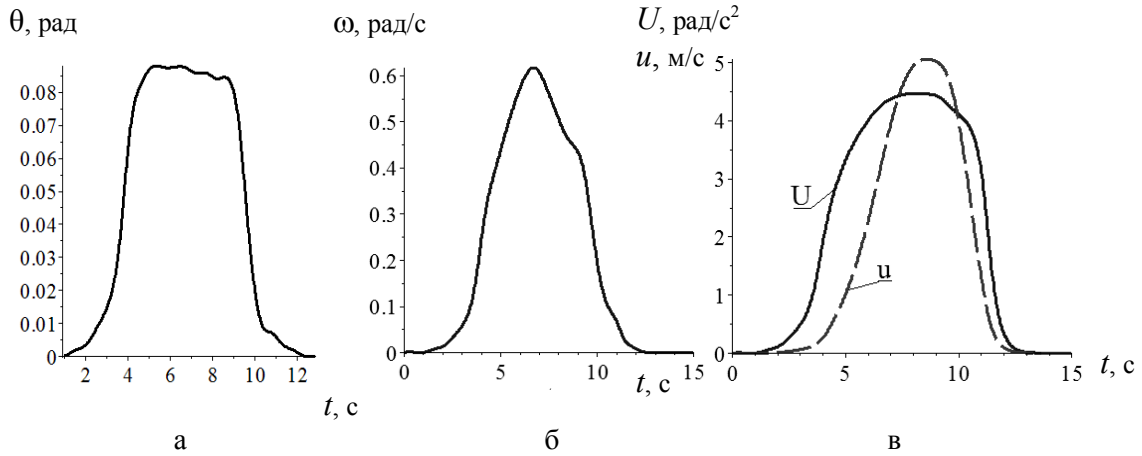


Рис. 5. Параметри руху автомобіля під час виконання маневру «поворот» за швидкості 35 км/год: а – зміна кута повороту коліс ($\theta_{\max} = 0,08$ рад); б – зміна кутової швидкості руху автомобіля ($\omega_{\max} = 0,61$ рад/с); в – бічне прискорення й бічна складова швидкості руху центру мас автомобіля ($U_{\max} = 4,45$ м/с², $u_{\max} = 5,05$ м/с)

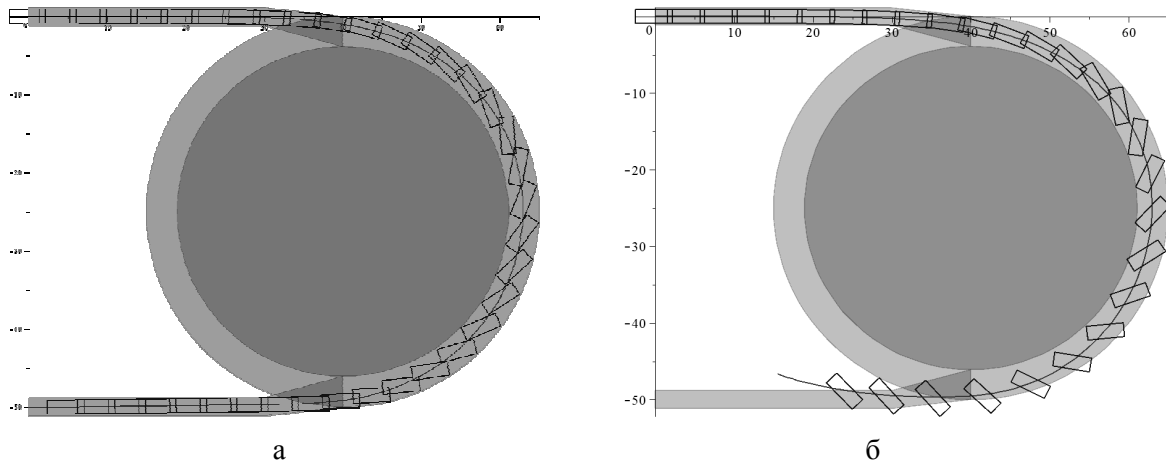


Рис. 6. Траєкторія руху автомобіля категорії М1 під час виконання маневру «розворот» 25 м: а – за швидкості руху 35 км/год; б – за швидкості руху 37 км/год

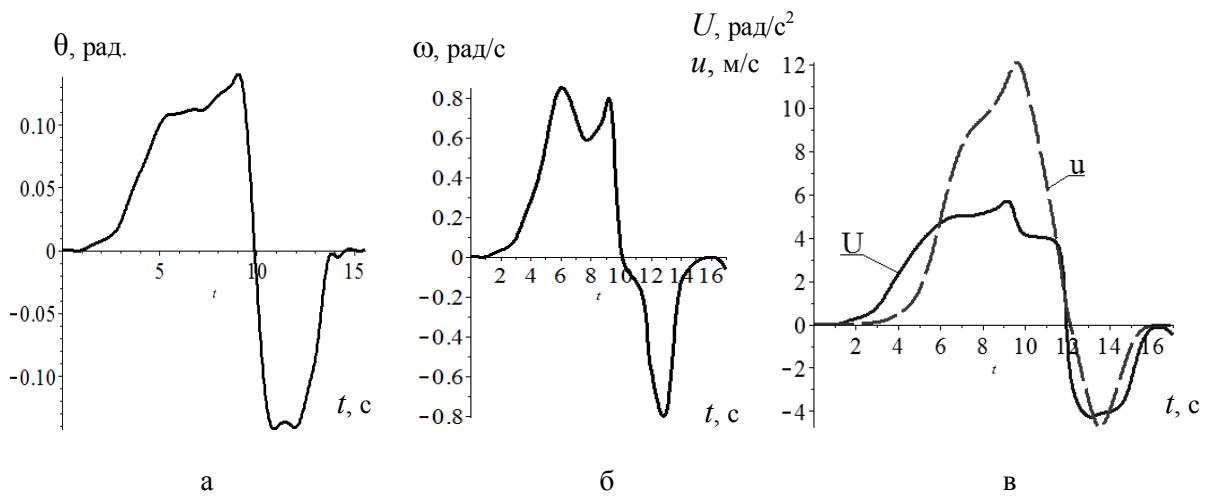


Рис. 7. Параметри руху автомобіля під час виконання маневру «поворот» за швидкості 37 км/год: а – зміна кута повороту коліс ($\theta_{\max} = 0,15$ рад); б – зміна кутової швидкості руху автомобіля ($\omega_{\max} = 0,85$ рад/с); в – бічне прискорення й бічна складова швидкості руху центру мас автомобіля ($U_{\max} = 6,105$ м/с², $u_{\max} = 6,1$ м/с)

Висновки

Вищенаведена модель руху автомобіля (враховано поздовжню тягову силу на передній осі) дозволяє оцінити фазові зміни, що характеризують неусталений рух (u , ω , бічне прискорення a_y), кути відведення коліс, а також визначити значення параметрів керування, за яких відбувається втрата стійкості руху ТЗ (обмеження за поздовжньою складовою швидкості центру мас v). Слід зазначити, що запропонована модель ураховує також перерозподіл навантаження на колесах і вплив коефіцієнта відведення k_i залежно від навантаження.

Література

1. Костенко А.В. До питання про дослідження курсової стійкості руху легкових автомобілів / А.В. Костенко // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2010. – № 3. – С. 72–77.
2. Gillespie Thomas D., Fundamentals of Vehicle Dynamics / Thomas D. Gillespie. – Society of Automotive Engineers, Inc, 1992. – 470 p.
3. Вербицький В.Г. До визначення нової математичної форми моделі Фіала пружного колеса / В.Г. Вербицький, А.М. Єфіменко, Р.А. Кулієв та ін. // Вісник СевНТУ ім. В. Даля. – 2012. – №134. – С. 127–131.
4. Волохов О.С. До питання визначення коефіцієнтів відведення осей і коліс автомобіля з урахуванням повздовжніх сил та перерозподілу вертикальної складової. / О.С. Волохов, А.В. Куплінов // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. – 2011. – Випуск 122/2011. – С. 10–12.

Рецензент: В.І. Клименко, професор, к.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 25 квітня 2013 р.
