

УДК 629.4.027

В. П. Пісарєв

## ОЦІНЮВАННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ БОЙОВОЇ КОЛІСНОЇ МАШИНИ ЗА ПЕРЕХІДНИМИ ТА СТАЛИМИ СТАНАМИ В РЕЖИМІ ПОВОРОТУ

*Запропоновано математичну модель бойової колісної машини з виходом на параметри оцінювання стійкості руху.*

*К л ю ч о в і с л о в а:* стійкість і керованість руху, режими руху, параметри оцінювання, адекватність моделі.

**Постановка проблеми.** Твердження, що загальноприйнята система показників стійкості руху відсутня [1], не втратило актуальності і на сьогодні. Ця ситуація пов'язана із складністю досліджень об'єкта, теоретичних та на натурних зразках (багато факторів різної природи впливають на експлуатаційні якості транспортного засобу взагалі і стійкість руху зокрема). У практичній площині існує потреба у розробленні необхідного інструментарію для рішення задачі на основі комплексного підходу і сучасних технологій наукових досліджень.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питання стійкості руху і керованості розглянуті в багатьох публікаціях, зокрема у працях [1, 2]. Зауважимо, що теоретична частина переважної більшості робіт обмежується, як правило, аналітичними рішеннями. У працях [4, 5, 6] наведені сучасні підходи і результати теоретичних досліджень із застосуванням чисельних методів розв'язування систем диференціальних рівнянь.

**Метою статті** є розроблення математичної моделі об'єкта дослідження для комплексного оцінювання стійкості руху за технологією прикладного оптимального проектування складних технічних систем.

**Виклад основного матеріалу.** Стійкість або нестійкість суттєво залежать від величини збурення. Тому відрізняють стійкість “у малому”, коли збурення як завгодно малі, і “у великому”, коли збурення не малі. Якщо незбурений рух стійкий за будь-яких початкових збурень, то він вважається в цілому стійким. Окрім математичної стійкості розглядають також технічну стійкість, під якою розуміють усі випадки математичної стійкості, а також ті випадки математичної нестійкості, коли відхилення регульованого параметра не перевищують технічно допустимих норм. Стійкість зазвичай оцінюють відносно параметрів положення та параметрів руху.

Під стійкістю положення розуміють стійкість рівноваги машини:

- проти поздовжнього перекидання;
- проти бокового перекидання;
- проти заносу.

Під стійкістю руху розуміють стійкість параметрів, які характеризують рух. Ними можуть бути поступальна швидкість руху машини, швидкість бокового зміщення машини, кутлова швидкість повороту машини навколо вертикальної осі (кутова швидкість ристання за курсом), лінійне бокове відхилення від заданої траєкторії руху, кутове відхилення від заданого курсу. Параметри руху можуть також характеризуватись величиною вертикального лінійного відхилення корпусу від заданого рівня, швидкістю цього відхилення, величинами кутів галопування, а також швидкістю їх зміни і т. ін. [1–4].

З позиції технічної доцільності зазвичай обмежуються лише тими параметрами, які пов'язані з безпекою руху: зміною напрямку руху або виходом з коридору руху. Такими параметрами є курсовий кут та швидкість його зміни, величина бокового відхилення від курсу та швидкість його зміни, величина бокового нахилу і швидкість його зміни. У межах практичної доцільності обмежуються параметрами, на які водій не може безпосередньо впливати: швидкістю зміни курсового кута і бокового відхилення. У рішенні задачі треба мати на увазі, що одні параметри системи можуть бути стійкими, а інші – нестійкими. Зокрема, усі параметри, пов'язані з підвіскою, знаходяться в стані коливальної нестійкості. Параметр курсового кута машини з еластичними шинами за відсутності дій з боку водія завжди нестійкий. Таким чином, будь-яка машина за відсутності сигналів керування завжди нестійка.

Розглядаючи навіть таке обмежене коло параметрів, знову доводиться констатувати принципову нестійкість машин з еластичними шинами відносно інтегральних параметрів кутового і бокового зміщень.

У статті розглянемо результати рішення, безпосередньо пов'язані з цими двома параметрами, у вигляді кутових  $\varphi$  і бокових  $y$  зміщень машини у режимі руху, коли немає проковзування шин відносно опорної поверхні за зчепленням, а також у випадку втрати контакту деякими колесами з опорною поверхнею взагалі (зміщення супроводжуються деформаціями шин у боковому і поздовжньому напрямках).

Як відмічається у праці [1], характер перехідного процесу має важливе значення для оцінювання поведінки транспортного засобу як керованого об'єкта, оскільки цей процес є практично некерованим. У зв'язку з цим розглянемо також результати рішень за можливістю виходу на одну з оцінок керованості – характеристику “ривок керма” (залежність  $\dot{\varphi}/\dot{\varphi}_{\text{вст}} = f(t)$ , де  $\dot{\varphi}$  – поточне значення швидкості зміни курсового кута при входженні у поворот, а  $\dot{\varphi}_{\text{вст}}$  – стале значення цієї швидкості). Вважається, що керування не утруднене, якщо залежність  $\dot{\varphi}/\dot{\varphi}_{\text{вст}} = f(t)$  не виходить за межі заданої області. Залежність описує перехідний процес входження у поворот після швидкого повороту кермового колеса.

Для рішення задачі теоретичним шляхом необхідно мати адекватну реальним робочим процесам математичну модель. Як таку запропоновано розширену за робочими процесами модель, елементи якої апробовані у працях [3–6]. Система диференціальних рівнянь за розширеною математичною моделлю має такий вигляд:

$$\begin{aligned}
 Mn \cdot \ddot{z} &= \sum_{i=1}^4 P_{zpi} + \sum_{i=1}^4 NP_{zpi} + Gn \cdot \cos \beta_y \cdot \cos \beta_x; \\
 I_y \cdot \ddot{\alpha} &= \left( \sum_{i=1}^4 P_{zpi} + \sum_{i=1}^4 NP_{zpi} \right) \cdot l_i + (Gn \cdot \sin \beta_x + Pxt) \cdot Hct; \\
 m_1 \cdot \ddot{z}_1 &= P_{zn1} - G_1 \cdot \cos \beta_y \cdot \cos \beta_x - P_{zp1}; \\
 m_2 \cdot \ddot{z}_2 &= P_{zn2} - G_2 \cdot \cos \beta_y \cdot \cos \beta_x - P_{zp2}; \\
 m_3 \cdot \ddot{z}_3 &= P_{zn3} - G_3 \cdot \cos \beta_y \cdot \cos \beta_x - P_{zp3}; \\
 m_4 \cdot \ddot{z}_4 &= P_{zn4} - G_4 \cdot \cos \beta_y \cdot \cos \beta_x - P_{zp4}; \\
 Nm_1 \cdot N\ddot{z}_1 &= NP_{zn1} - NG_1 \cdot \cos \beta_y \cdot \cos \beta_x - NP_{zp1}; \\
 Nm_2 \cdot N\ddot{z}_2 &= NP_{zn2} - NG_2 \cdot \cos \beta_y \cdot \cos \beta_x - NP_{zp1}; \\
 Nm_3 \cdot N\ddot{z}_3 &= NP_{zn3} - NG_3 \cdot \cos \beta_y \cdot \cos \beta_x - NP_{zp1}; \\
 Nm_4 \cdot N\ddot{z}_4 &= NP_{zn4} - NG_4 \cdot \cos \beta_y \cdot \cos \beta_x - NP_{zp1}; \\
 I_x \cdot \ddot{\psi} &= \left( \sum_{i=1}^4 P_{zpi} + \sum_{i=1}^4 NP_{zpi} \right) \cdot L_i + (Gn \cdot \sin \beta_y + Pyt) \cdot Hct; \\
 M \cdot \ddot{x} &= \sum_{i=1}^4 P_{xpi} + \sum_{i=1}^4 NP_{xpi} + Pxt; \\
 M \cdot \ddot{y} &= \sum_{i=1}^4 P_{ypi} + \sum_{i=1}^4 NP_{ypi} + Pyt; \\
 I_z \cdot \ddot{\varphi} &= \left( \sum_{i=1}^4 P_{xpi} + \sum_{i=1}^4 NP_{xpi} \right) \cdot L_i + \left( \sum_{i=1}^4 P_{ypi} + \sum_{i=1}^4 NP_{ypi} \right) \cdot l_i.
 \end{aligned}$$

За розширеною моделлю:

$M$ ,  $Mn$  – повна та підресорена маса машини;  $Gn$  – вага підресореної частини машини;  $I_y$ ,  $I_x$  – моменти інерції підресореної частини машини відносно поперечної  $OY$  і поздовжньої  $OX$  осей

системи координат  $OXYZ$  з початком  $O$  у центрі мас;  $I_z$  – момент інерції машини відносно вертикальної осі  $OZ$ ;

$\ddot{z}, \ddot{z}_1, \dots, \ddot{z}_4$  – лінійні прискорення в напрямку осі  $OZ$  центра мас підресореної частини та коліс 1, 2, 3, 4 у напрямку ходу машини;

$\ddot{\alpha}, \ddot{\psi}$  – кутові прискорення підресореної частини машини відносно поперечної  $OY$  і поздовжньої  $OX$  осей відповідно;

$\ddot{X}, \ddot{Y}$  – лінійні прискорення машини в напрямку осей  $OX$  та  $OY$  відповідно;

$\ddot{\phi}$  – кутове прискорення машини відносно вертикальної осі  $OZ$ ;

$P_{zpi}$  – зусилля між  $i$ -м колесом і корпусом машини, обумовлене дією пружних і демпферних сил підвіски у напрямку осі  $OZ$ ;

$P_{xpi}, P_{ypi}$  – зусилля між  $i$ -м колесом машини і опорною поверхнею у напрямку осей  $OX$  та  $OY$  відповідно;

$P_{xt}$  – зведене за заданим законом у часі гальмове (тягове) зусилля у напрямку осі  $OX$ ;

$P_{yt}$  – бокова сила в режимі зміни траєкторії руху за заданим законом у часі;

$l_i$  – відстані в напрямку осі  $OX$  від центра маси підресореного корпусу до осей  $i$ -го колеса (вздовж машини);

$L_i$  – відстані в напрямку осі  $OY$  від центра маси підресореного корпусу до  $i$ -го колеса (поперек машини);

$m_i, G_i$  – відповідно маса та вага непідресорених частин;

$P_{zni}$  – зусилля між опорною поверхнею та  $i$ -м колесом у напрямку осі  $OZ$ ;

$Hct$  – усереднена відстань центра мас машини відносно осей коліс;

$\beta_y$  – кут нахилу опорної поверхні в напрямку осі  $OY$  (косогір);

$\beta_x$  – кут нахилу опорної поверхні в напрямку осі  $OX$  (підйом, спуск).

Літерою  $N$  в диференціальних рівняннях позначені сили на правому борті машини.

Відомо [1, 2], що в реальних умовах руху машини відбуваються одночасно усі види деформації шин: нормальний прогин шин (радіальна деформація, деформація у вертикальній площині), бокове і тангенціальне зміщення (супроводжуються пружними деформаціями і ковзанням шини у горизонтальній площині). Усі види деформації взаємопов'язані. Внаслідок явища бокового зміщення шин машина змінює курсовий кут, і тільки завдяки діям водія підтримується заданий напрямок руху.

За розробленою математичною моделлю треба визначитись додатково з параметрами за робочими процесами взаємодії машини з опорною поверхнею в горизонтальній площині. Такими параметрами зокрема є жорсткість шин, їх зчипні якості.

Відомо [7], що для звичайних шин вантажних автомобілів при навантаженні на шину 20 000...27 000 Н середнє значення нормальної жорсткості складає 750 000...970 000 Н/м. При однаковому внутрішньому тиску повітря радіальні шини мають на 10...20 % меншу нормальну жорсткість, ніж аналогічні діагональні. Найбільше впливає на нормальну жорсткість шини внутрішній тиск повітря. Жорсткість шини в боковому напрямку, яка значно впливає на стійкість і керованість автомобіля, приблизно в два рази менше нормальної жорсткості. Середнє значення крутної жорсткості звичайних шин вантажних автомобілів з навантаженням 20 000...27 000 Н складає 90 000...130 000 Нм/рад.

За величиною внутрішнього тиску [8] розрізняють шини високого ( $p_0 \geq 0,5$  МПа) та низького ( $p_0 < 0,15$  МПа) тиску, а також шини зі змінним регульованим тиском (залежно від характеру дороги тиск змінюється в межах від 0,05 до 0,4 МПа).

Для довідки: шина 12,00-18 при номінальному навантаженні 18,5 кН та тиску в шині 0,3...0,32 МПа має нормальну жорсткість 400...500 кН/м; шина 12,00-20 при номінальному навантаженні 27,3 кН та тиску в шині 0,425...0,550 МПа має нормальну жорсткість 680...800 кН/м [9].

У загальному випадку [2], з урахуванням того, що більшу частину часу колісні машини застосовуються на дорогах з твердою поверхнею, і що у більшості сучасних шин форма профілю значно відрізняється від кола, з метою визначення нормального прогину для колоподібних тонкостінних шин отримане рівняння

$$Gkz = 2.75 \cdot (pb + pk) \cdot (B - 0.5 \cdot hz) \cdot hz \cdot \sqrt{hz \cdot D} \cdot \frac{B^2 + 1.5 \cdot H^2}{H \cdot B^2},$$

за припущення, що деформація опорної поверхні незначна.

У цьому рівнянні:  $Gkz$  – сила притиску колеса до опорної поверхні у вертикальній площині;  $pb$  – тиск в шині;  $pk$  – тиск у зоні контакту шини з опорною поверхнею у вертикальній площині при  $pb=0$ , обумовлений жорсткістю оболонки шини;  $D$  – зовнішній діаметр шини;  $B, H$  – ширина і висота профілю шини;  $hz$  – деформація шини у вертикальній площині.

За визначенням жорсткість шини у вертикальній площині у загальному випадку визначається за формулою  $Ckz = \frac{\partial Gkz}{\partial hz}$ . Зв'язок  $hz$  з  $Gkz$  близький до лінійного, тому можна прийняти у першому наближенні  $Ckz = \frac{Gkz}{hz}$ , а у горизонтальній площині прийняти жорсткість шини  $Cky = 0.5 \cdot Ckz$ . Тоді бокова сила  $Gky = Cky \cdot hy$  ( $hy$  – деформація шини у горизонтальній площині).

При безперервному русі шини до зони контакту з опорною поверхнею наближаються недеформовані в боковому напрямку ділянки шини. Вектор швидкості поступового переміщення колеса при цьому направлений під кутом  $\delta$  до площини обертання колеса (кут  $\delta$  називається зміщенням). Якщо прийняти епюру бокових сил у плямі контакту трикутної форми, то бокова сила для малих кутів  $Gky \approx Cky \cdot \delta$ , а  $\delta = hy$ .

Лінійний взаємозв'язок між  $Gky$  і  $\delta$  зберігається до тих пір, доки епюра бокових сил трикутна, тобто доки  $Gky \leq \frac{\varphi_{SCY} \cdot Gkz}{2}$  ( $\varphi_{SCY}$  – коефіцієнт зчеплення в боковому напрямку). Потім, через ковзання в задній частині контакту, взаємозв'язок між  $Gky$  і  $\delta$  стає нелінійним і при  $Gky = \varphi_{SCY} \cdot Gkz$  бокова сила перестає зростати.

Як приклад проведені розрахунки для руху по рівній горизонтальній поверхні з постійною швидкістю  $VA = \text{const}$  та радіусом  $Rn$  повороту, змінним за часом  $t$  (рис. 1).

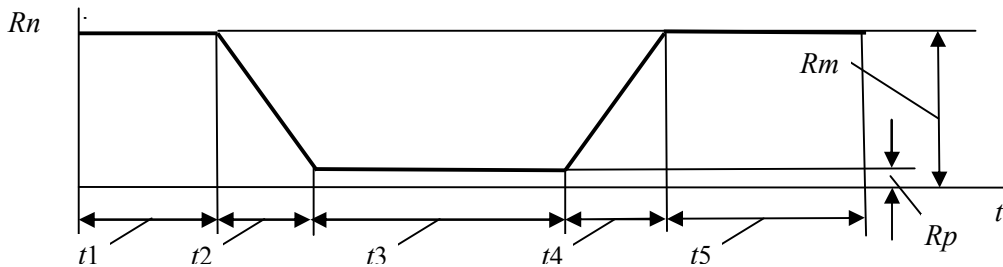


Рис. 1. Радіус повороту машини за часом

Практично прямолінійний рух фактично здійснюється з кривизною, відповідно до радіуса повороту 250...300 м. Машина постійно здійснює повороти то вліво, то вправо і лише в момент переходу через нуль від позитивної до від'ємної кривизни вона знаходиться в режимі прямолінійного руху.

На рис. 2, 3 наведені результати чисельного експерименту за заданим режимом руху у вигляді осцилограм зміни за часом параметрів  $\varphi$  і  $y$ . Як фактор збурення введено бокову силу  $P_{yt}$  – наслідок зміни траєкторії руху за заданим законом ( $Rn$  змінюється в межах  $Rm...Rp$ ). Через збурення змінюються у часі сили опору кочення під кожним колесом і моменти цих сил. Змінність зазначених факторів обумовлена нахилами корпусу машини в результаті деформування пружних елементів підвіски у динаміці.

Розрахунки виконані за вищенаведеною математичною моделлю з параметрами масовими, геометричними, жорсткості, демпфірування, близькими до реальних параметрів вітчизняних БТР. Прийнято також:

- коефіцієнти зчеплення  $fSKx=0,7$  у поздовжньому напрямку,  $fSKy=0,9$  у боковому напрямку;
- коефіцієнт кочення  $fKKx=0,015$ ;
- жорсткість шин  $Kz=700\ 000$  Н/м у вертикальній площині за координатою  $z$ ,  $Ky=700\ 000$  Н/м у горизонтальній площині за координатою  $y$ ,  $Kx=700\ 000$  Н/м у горизонтальній площині за координатою  $x$ ;
- коефіцієнт демпфірування в шинах  $Cxy=20\ 000$  Н·с/м;

- параметри руху в повороті згідно з рис. 1  $Rm = 350$  м,  $Rp = 12,5$  м,  $t1 = 2$  с,  $t2 = 1$  с,  $t3 = 3$  с,  $t4 = 1$  с,  $t5 = 3$  с;
- кути нахилу опорної поверхні  $\beta_x=0$  (уклін у боковому напрямку),  $\beta_y=0$  (уклін у поздовжньому напрямку).

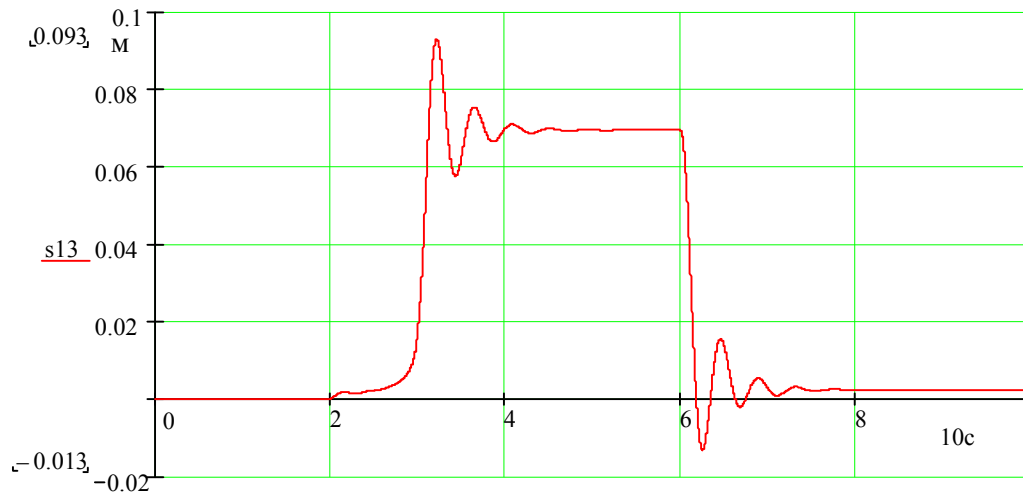


Рис. 2. Осцилограма лінійних переміщень у машини ( $VA=50$  км/год)

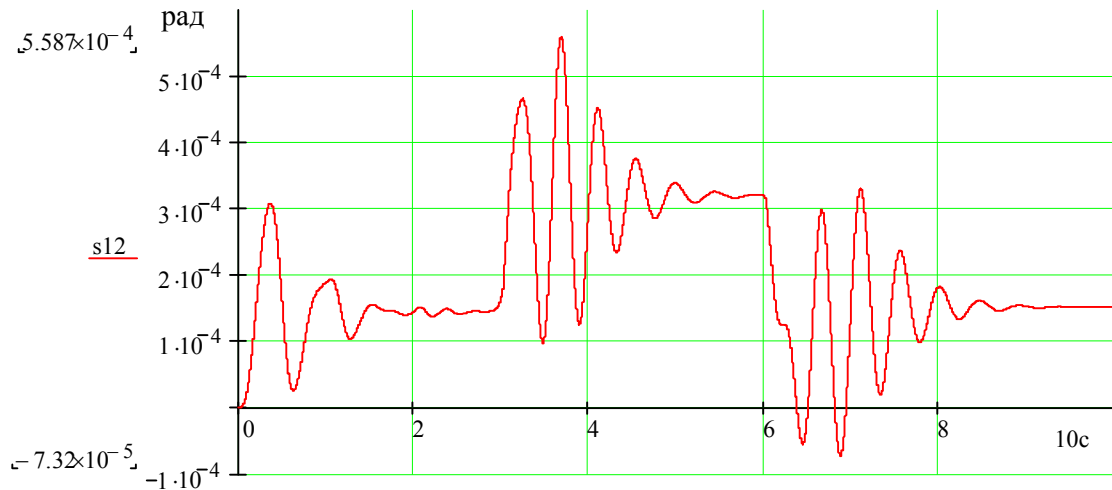


Рис. 3. Осцилограма кутових переміщень  $\varphi$  машини ( $VA=50$  км/год)

Згідно з технологією прикладного оптимального проектування, з урахуванням прийнятих обмежень, потрібно виявити для продовження дослідження режими руху без проковзування коліс за зчепленням.

Вийти на режими руху без проковзування коліс можна шляхом зменшення впливу факторів збурення (зменшення швидкості руху, зменшення інтенсивності зміни радіуса повороту).

На рис. 4 наведені осцилограми робочих процесів за параметрами оцінювання можливості контакту коліс з опорною поверхнею без проковзування (параметри  $DSY1...DSY4$ ;  $DSX1...DSX4$ ;  $NDSY1...NDSY4$ ;  $NDSX1...NDSX4$  відповідно для коліс 1–4 лівого та правого бортів машини за напрямком руху вперед).

Параметри оцінювання можливості контактів коліс  $i=1, 2, 3, 4$  з опорною поверхнею без проковзування знаходимо за формулами:

$$DSYi = |P_{ypi}| - |P_{zni} \cdot fSKy|, \quad NDSYi = |NP_{ypi}| - |NP_{zni} \cdot fSKy|;$$

$$DSXi = |P_{xpi}| - |P_{zni} \cdot fSKx|, \quad NDSXi = |NP_{xpi}| - |NP_{zni} \cdot fSKx|.$$

Якщо за результатами розрахунків має місце  $DSYi \geq 0$ ,  $DSXi \geq 0$ ,  $NDSYi \geq 0$ ,  $NDSXi \geq 0$  у будь-яких комбінаціях, то це означає, що реалізація сил  $P_{ypi}$  або  $P_{xpi}$  неможлива без проковзування. Таку ситуацію ілюструють рис. 4, а; 4, в; 4, з. Окрім того, має місце ситуація, коли взагалі немає ніякого контакту з опорною поверхнею. Умова відриву коліс від опорної поверхні:  $DSYi = 0$ ,  $DSXi = 0$ ,  $NDSYi = 0$ ,  $NDSXi = 0$  також у будь-яких комбінаціях. Таку ситуацію ілюструють рис. 4, в; 4, з.

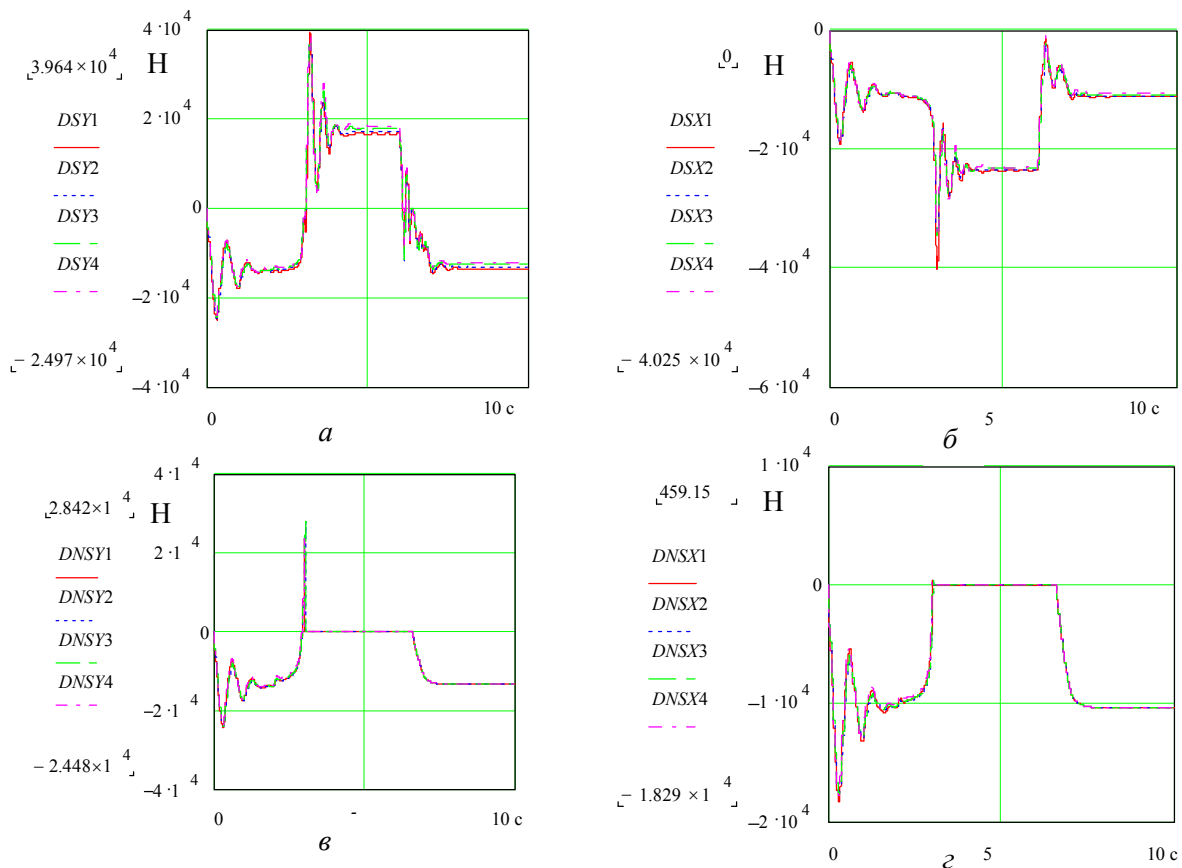


Рис. 4. Осцилограми параметрів оцінювання можливості контактів коліс з опорною поверхнею без проковзування ( $VA=50$  км/год)

На рис. 5–7 за аналогією наведені осцилограми робочих процесів для швидкості руху  $VA=40$  км/год.

Порівнюючи з режимом руху зі швидкістю  $VA=50$  км/год, ситуація суттєво змінилась. Для коліс 1–4 (лівий борт) проковзування немає:  $DSY_i < 0$  (див. рис. 7, а). Це свідчить про адекватність розробленої математичної моделі реальним робочим процесам. Додатковим підтвердженням адекватності є зменшення величини параметра  $y$  (з 0,093 до 0,033 м – перехідна складова та з 0,071 до 0,022 м – стала складова), збільшення перехідної складової параметра  $\varphi$  з  $5,587 \cdot 10^{-4}$  до  $7,699 \cdot 10^{-4}$  рад і зменшення з  $3,577 \cdot 10^{-4}$  до  $1,54 \cdot 10^{-4}$  рад сталої складової цього параметра.

На рис. 8–10 за аналогією наведені осцилограми робочих процесів для швидкості руху  $VA=25$  км/год.

Окрім зменшення швидкості, яке спричинює виключення руху з проковзуванням, порівнюючи з вищенаведеним, удвічі зменшена бокова жорсткість  $K_y$  шини (замість 700 000 Н/м прийнято 350 000 Н/м)

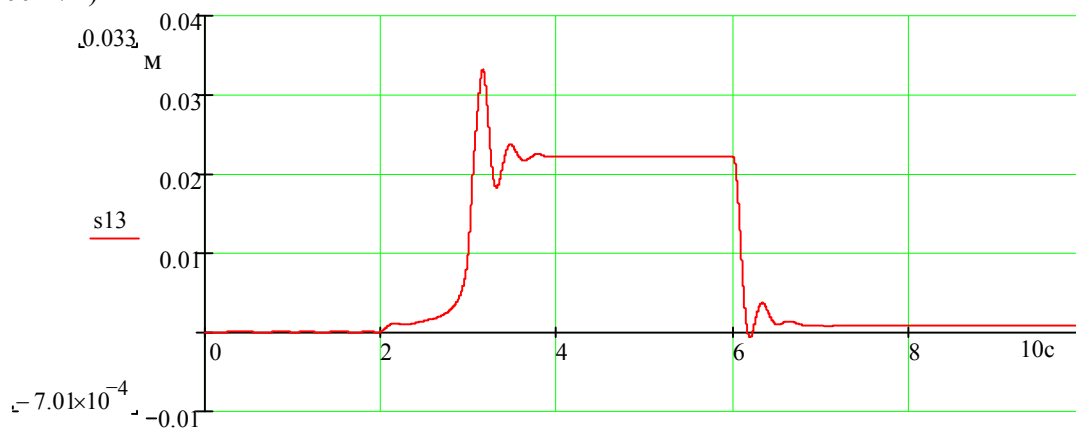


Рис. 5. Осцилограма лінійних переміщень у машини ( $VA=40$  км/год)



Рис. 6. Осцилограма кутових переміщень  $\varphi$  машини ( $VA=40$  км/год)

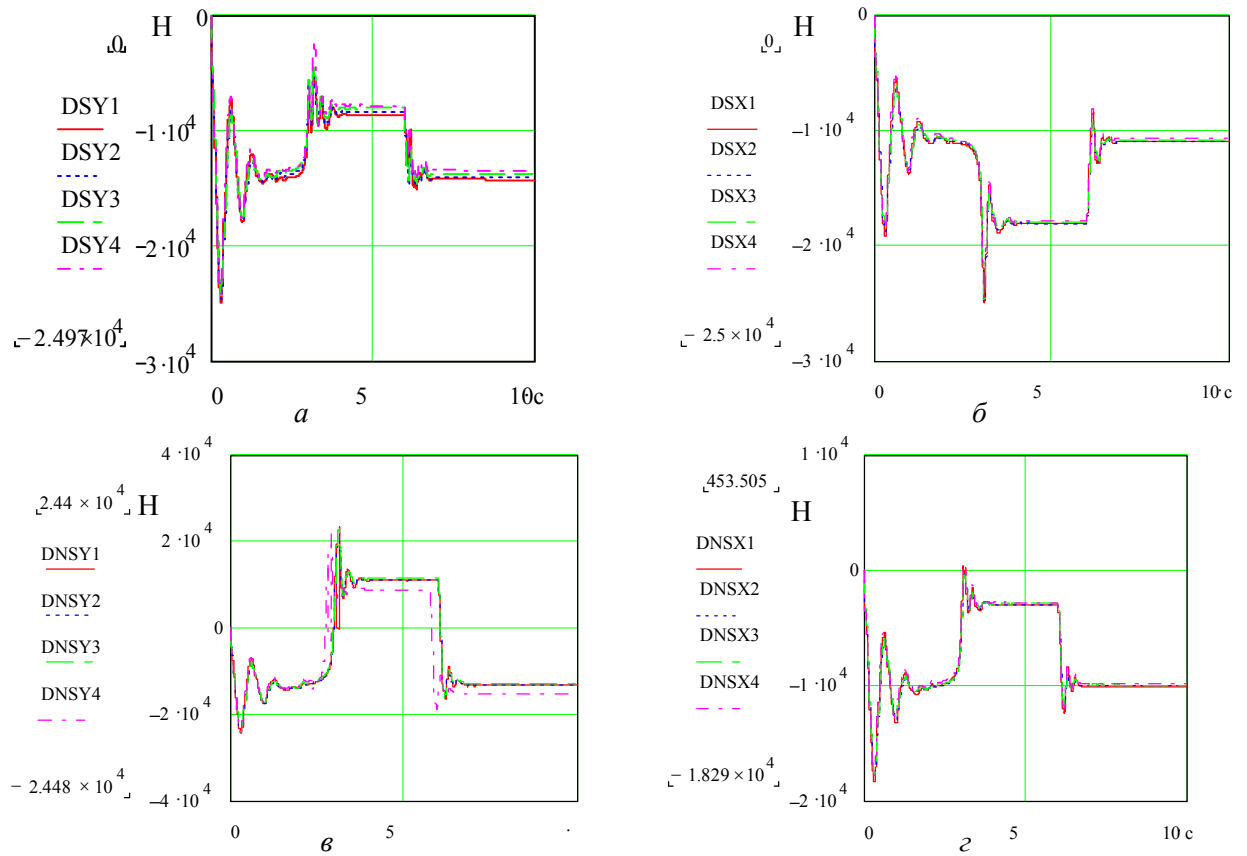


Рис. 7. Осцилограми параметрів оцінювання можливості контактів коліс з опорною поверхнею без проковзування ( $VA=40$  км/год)

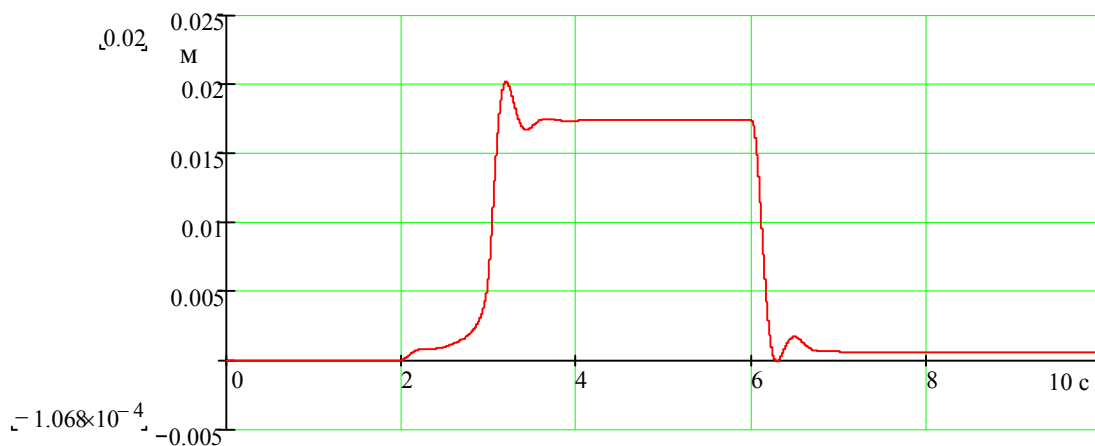


Рис. 8. Осцилограма лінійних переміщень у машини ( $VA=25$  км/год)

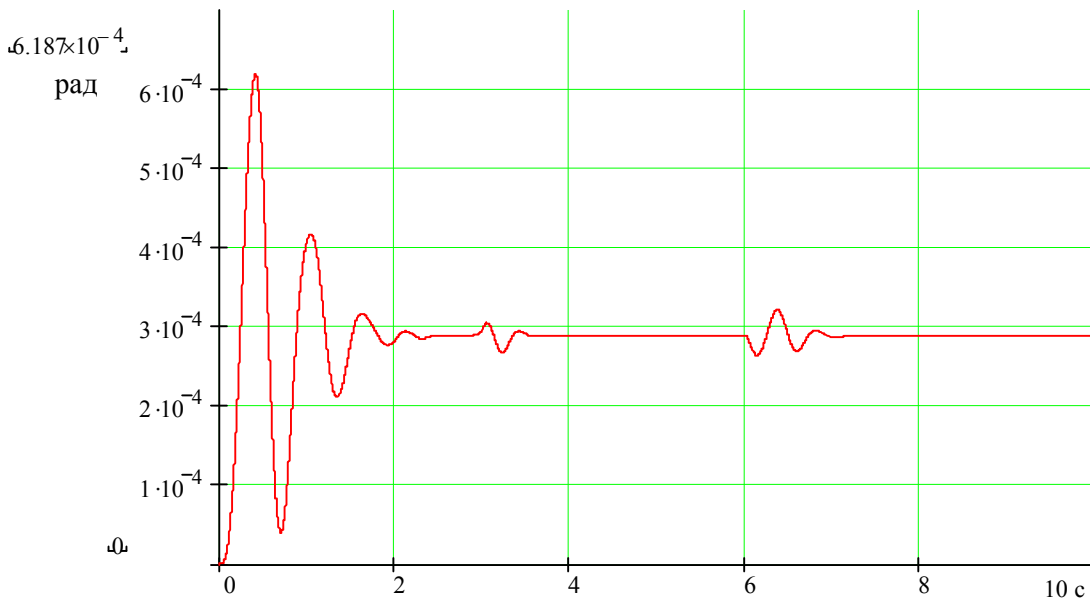


Рис. 9. Осцилограма куткових переміщень  $\varphi$  машини ( $VA=25$  км/год)

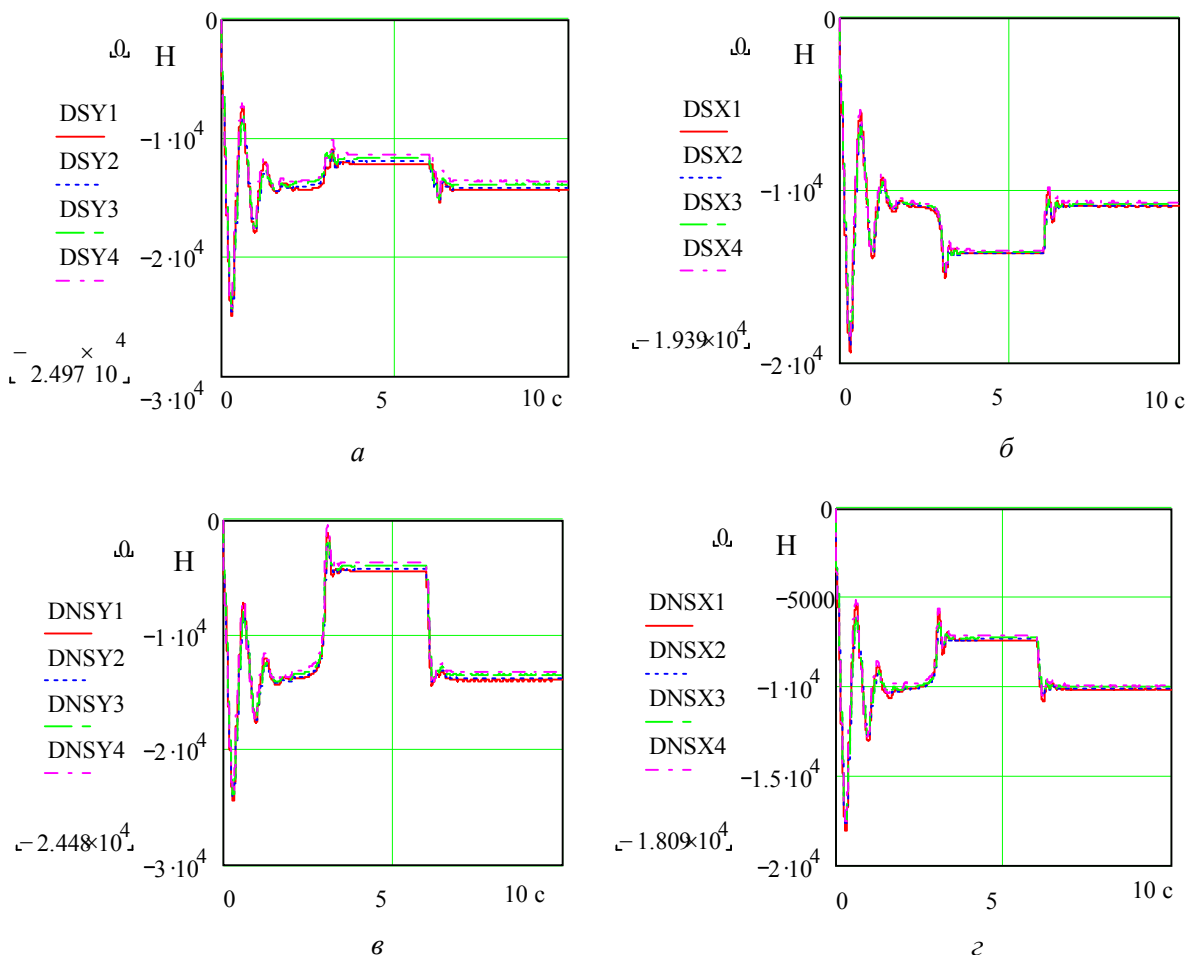


Рис. 10. Осцилограми параметрів оцінювання можливості контактів коліс з опорною поверхнею без проковзування ( $VA=25$  км/год)

На рис. 11, 12 за аналогією (див. рис. 8, 9) наведені осцилограми робочих процесів для швидкості руху  $VA=25$  км/год, але жорсткість шин в боковому напрямку  $K_y$  збільшена вдвічі (замість  $350\,000$  Н/м прийнято  $700\,000$  Н/м).



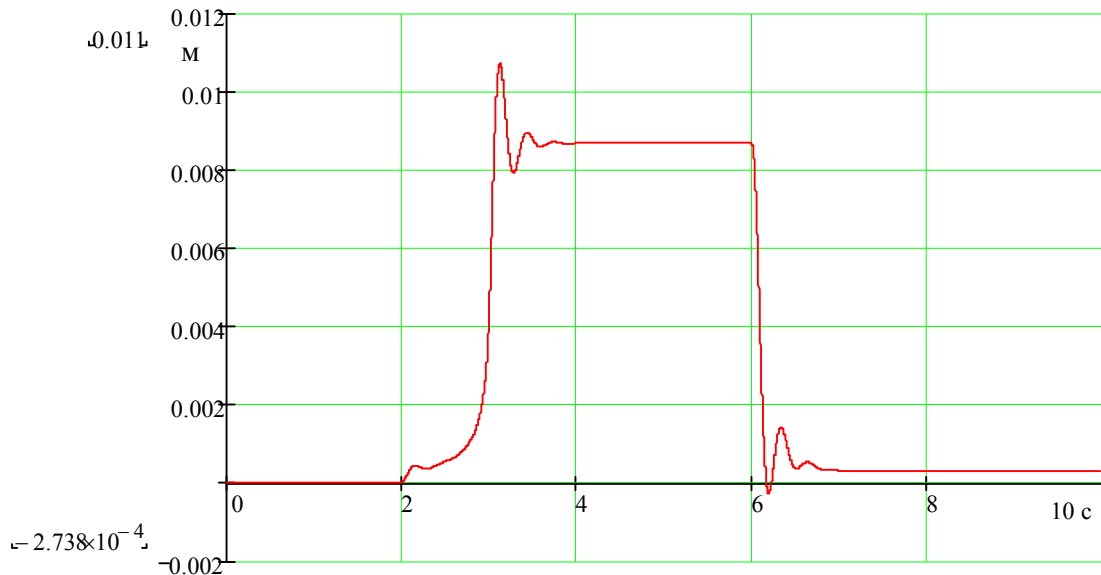


Рис. 11. Осцилограма лінійних переміщень у машини ( $VA=25$  км/год)

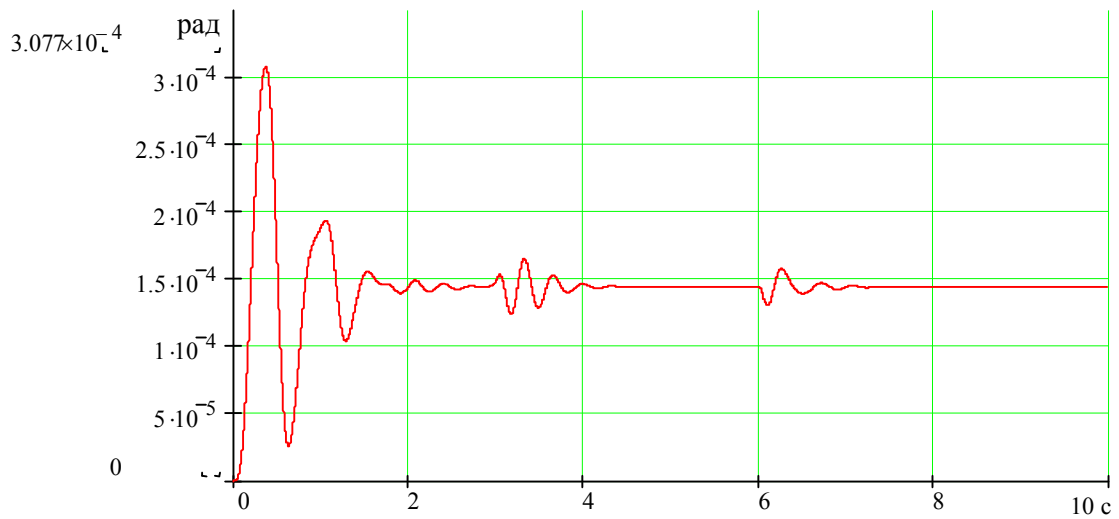


Рис. 12. Осцилограма кутових переміщень  $\varphi$  машини ( $VA=25$  км/год)

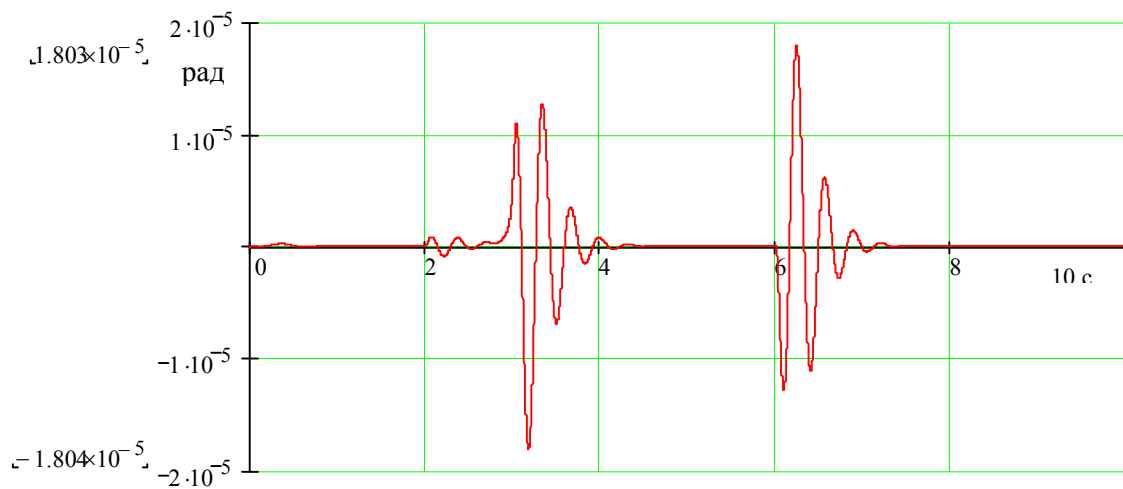


Рис. 13. Осцилограма кутових переміщень  $\varphi$  машини ( $VA=25$  км/год)

Порівнюючи робочі процеси за параметрами  $y$  і  $\varphi$ , дійдемо висновку, що збільшення жорсткості  $K_y$  суттєво зменшує їх величини ( $y$  з  $0,02$  до  $0,011$  м для перехідного стану, тобто у  $1,818$  разу, для сталого стану з  $0,0172$  до  $0,0089$  м – у  $1,93$  разу;  $\varphi$  для перехідного стану з  $3 \cdot 10^{-4}$  до  $1,66 \cdot 10^{-4}$  рад, тобто у  $1,8$  разу, для сталого стану з  $2,87 \cdot 10^{-4}$  до  $1,434 \cdot 10^{-4}$  рад – у  $2,0$  рази). Що стосується співвідношення величин параметрів у перехідному і сталому станах, то, наприклад, за рис. 11 (параметр  $y$ ) воно дорівнює  $1,235$ , а за рис. 12 (параметр  $\varphi$ ) його значення  $1,157$ .

За усіма осцилограмами (рис. 3–13) перехідні режими мають початок на другій і шостій секундах (за винятком перехідного режиму, пов'язаного з установленням машини на опорну поверхню, початок якого має місце при  $t = 0$  і практично закінчується до початку повороту, при  $t = 2,0$  с). Та обставина, що перехідні режими на інтервалі  $t = 2,0 \dots 10$  с починаються при зміні величини радіуса повороту (друга і шоста секунди) відповідно до вихідних даних за рис. 1, додатково свідчить про адекватність розробленої математичної моделі реальним робочим процесам реакції на збурення під час маневрування транспортного засобу.

Стосовно кутових переміщень машини  $\varphi$  треба відзначити, що вони виникають внаслідок різного опору руху лівого і правого бортів машини. Причиною цього є зміна навантажень підвісок у результаті нахилів корпусу машини у динаміці. Для перевірки адекватності математичної моделі за параметром  $\varphi$  виконано додатковий розрахунок (див. рис. 13), для якого коефіцієнт опору кочення  $f_{KKx}$  суттєво зменшений. Порівняння осцилограм (рис. 12, 13) показує, що при зменшенні  $f_{KKx}$  параметр  $\varphi$  також зменшується, що відповідає реальним робочим процесам.

Ще більше впливає на параметри  $\varphi$  і  $\dot{\varphi}$  зміна величини додаткової маси  $M_9$  корпусу машини, яка розташована на відстані від центра мас корпусу машини (по осі  $X$ :  $L_x = 2,5$  м; по осі  $Y$ :  $L_y = 1,0$  м; по осі  $Z$ :  $L_z = 0,3$  м).

Збільшення  $M_9$  з  $80$  до  $240$  кг (див. рис. 14, 15) зумовлює збільшення параметрів  $\varphi$ ,  $\dot{\varphi}$ . Це можна пояснити тим, що за рахунок підвищення і перерозподілу навантажень на пружні і демпферні елементи підвіски відбувається збільшення навантажень на передні колеса машини з лівого борту, який “забігає” при вході в поворот (відповідно перерозподіляються сили опору коченню). Кут  $\varphi$  змінюється з  $1,65 \cdot 10^{-4}$  до  $2,0 \cdot 10^{-4}$  рад (збільшується у  $1,21$  разу), а кутова швидкість  $\dot{\varphi}$  змінюється з  $4,9 \cdot 10^{-4}$  до  $12,5 \cdot 10^{-4}$  рад/с (збільшується у  $2,55$  разу).

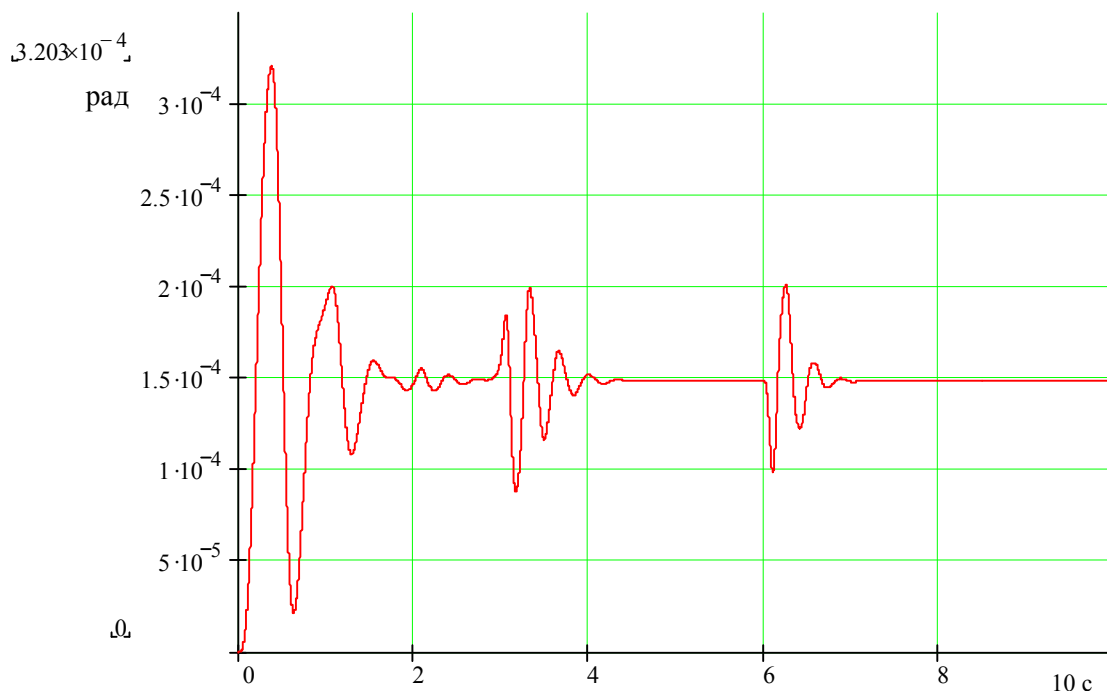


Рис. 14. Осцилограма кутових переміщень  $\varphi$  машини ( $VA=25$  км/год)

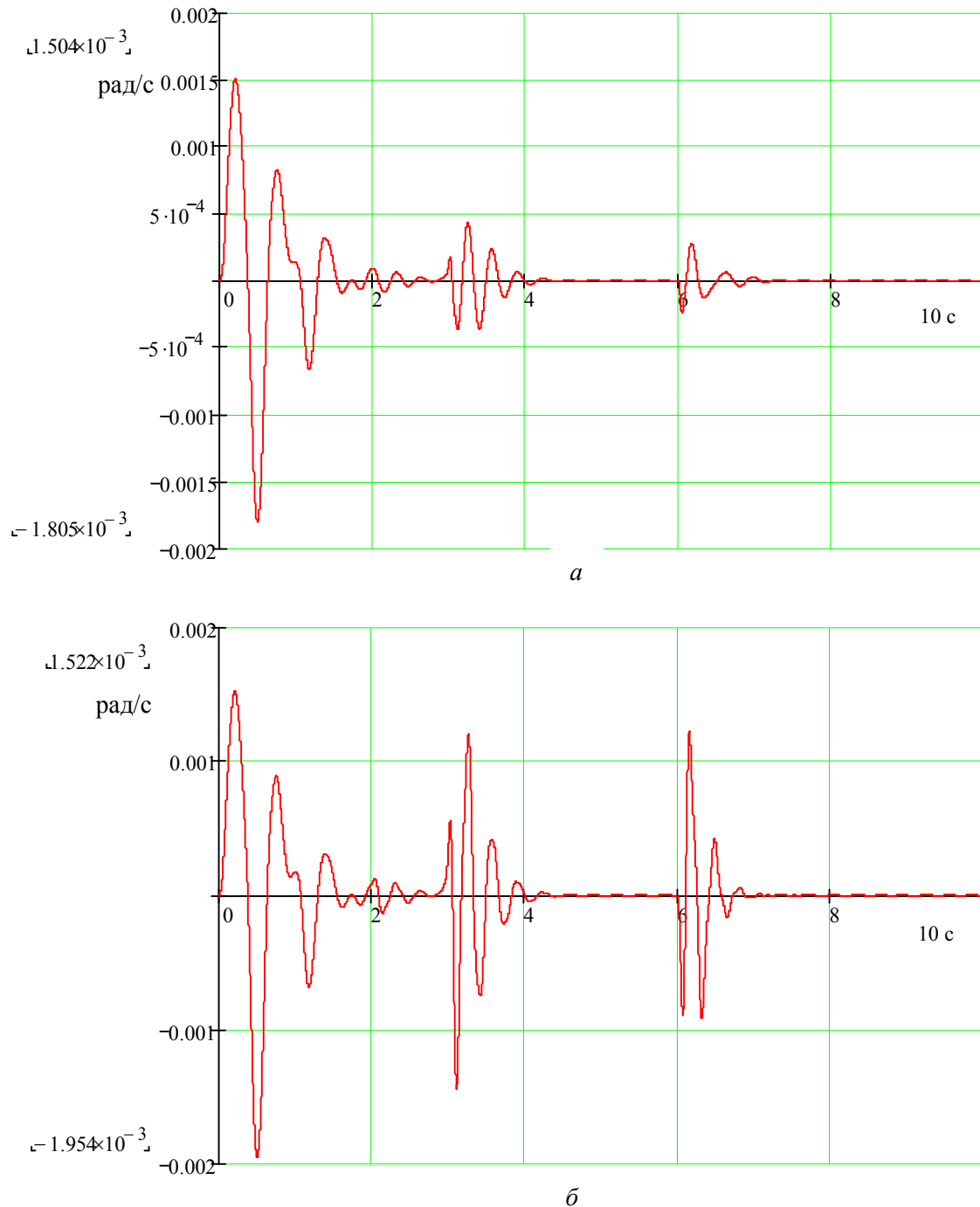


Рис. 15. Осцилограми кутових швидкостей  $\dot{\varphi}$  машини ( $V_A=25$  км/год)

Останнє безумовно змінює одну з оцінок керованості – характеристику “ривок керма” – залежність  $\dot{\varphi}/\dot{\varphi}_{уст} = f(t)$ .

### Висновки

1. За параметрами бокових і кутових зміщень машини, опосередковано пов’язаними з експлуатаційними показниками керованості і стійкості руху – деформаціями шин у боковому і поздовжньому напрямках у перехідних і сталих фазах руху, розроблено математичну модель, адекватну реальним робочим процесам.

2 Розроблена математична модель дозволяє також оцінити передбачувану появу стану ковзання коліс відносно опорної поверхні у динаміці за перехідними і сталими режимами руху.

3. Розроблена математична модель у подальшому (за умови доповнення) дозволить досліджувати інші режими за параметрами збурення (рух по нерівній поверхні, рух у режимах розгону та гальмування та ін.).

#### **Список використаних джерел**

1. Литвинов, А. С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств [Текст] : учеб. для вузов / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
2. Теория, конструкция и расчет боевых колесных машин [Текст] / В. И. Медведков, Я. С. Агейкин, Д. А. Антонов и др. – М. : Академия БТВ, 1976. – 405 с.
3. Пісарев, В. П. Проектирование ходовых систем быстроходных гусеничных машин [Текст] : учеб. пособие / В. И. Пісарев. – Х. : НТУ “ХПИ”, 2002. – 218 с.
- 4 Пісарев, В. П. Можливості транспортного засобу з гальмування за відсутністю пробією підвіски [Текст] / В. П. Пісарев // Автомобиле- и тракторостроение : вестник НТУ “ХПИ”. – Х. : НТУ “ХПИ”, 2011. – № 56. – С. 29–33.
5. Пісарев, В. П. Моделювання процесу підриву бойової колісної машини у випадку наїзду на міну [Текст] / В. П. Пісарев // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – Х. : Акад. ВВ МВС України, 2013. – Вип. 1 (21). – С. 5 – 8.
6. Пісарев, В. П. Оцінювання ступеня можливої ураженості екіпажу бойової колісної машини за місцем його розташування у разі підриву на міні [Текст] / В. П. Пісарев // Честь і закон. – 2013. – № 1(44). – С. 91–93.
7. Грузовые автомобили [Текст] / М. С. Высоцкий, Ю. Ю. Беленький, Л. Х. Гилелес и др. – М. : Машиностроение, 1979. – 384 с.
8. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости [Текст] / Н. Ф. Бочаров, И. С. Цитович, А. А. Полунгян и др. – М. : Машиностроение, 1983. – 299 с.
9. Проектирование транспортных средств [Текст] / Ю. А. Брянский, Г. И. Глазов, Г. И. Гордеев и др. – М. : МАДИ, 1985. – 119 с.

*Стаття надійшла до редакції 05.11.2015 р.*