

УДК 629.3.01

В.І. Павлюк*Луцький національний технічний університет***МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ КРЕНУ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ МАЛОГО КЛАСУ В УМОВАХ НЕУСТАЛЕНОГО КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ**

Проаналізовано динаміку крену легкового автомобіля малого класу з врахуванням особливостей конструкційного виконання та кінематики підвіски, в умовах неусталеного криволінійного руху заданою перехідною криволінійною траєкторією. Удосконалено математичну модель динаміки крену автомобіля для можливості дослідження впливу зміни кутової жорсткості підвіски на величину бокового крену у заданих умовах його руху.

Ключові слова: крен, легковий автомобіль малого класу, підвіска, жорсткість пружини.

Рис.2. Літ 11.

В.И. Павлюк**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА КРЕНА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ МАЛОГО КЛАССА В УСЛОВИЯХ НЕУСТАНОВИВШЕГОСЯ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ**

Проанализирована динамика крена легкового автомобиля малого класса с учетом особенностей конструктивного исполнения и кинематики подвески, в условиях неустановившегося криволинейного движения по заданной переходной криволинейной траектории. Усовершенствована математическая модель динамики крена автомобиля для возможности исследования влияния изменения угловой жесткости подвески на величину бокового крена в заданных условиях его движения.

Ключевые слова: крен, легковой автомобиль малого класса, подвеска, жесткость пружины.

V.Pavlyuk**THE MODELING OF THE ROLL SMALL CAR CLASS IN CONDITIONS OF UNSTEADY CURVILINEAR MOTION**

The article deals with some peculiarities of kinematics and dynamics of roll during its curvilinear motion. The investigation of the dynamics of car roll is carried out considering the kinematics of suspension of the car.

Mathematical model of lateral roll of the car under the centrifugal force in conditions of unsteady curvilinear motion was proposed. Mathematical model contains the coefficients that take into account the dependencies between displacements on the front and rear suspension from the angle of cross roll. The characteristics of rigidity of the main elastic elements of suspension system were considered in the mathematical model. Mathematical model contains the parameters of unsteady curvilinear trajectory. For the modeling of unsteady curvilinear trajectories used curve – clothoid (Cornu's spiral).

The proposed mathematical model can be used in the previous calculations for research the impact of characteristics of spring stiffness of the main elastic elements of suspension system on the parameters of its unsteady curvilinear motion. Mathematical model can be used for cars with different constructional schemes of suspensions, provided incorporation of the design features of the front and rear suspensions in determining the appropriate coefficients.

This model should be considered in the system of equations, describing the motion of the car curvilinear trajectories for more thorough research of car conditions of movement by unsteady curvilinear trajectories.

The results of calculations obtained from use of the specified model can be used to determine the required characteristics of spring stiffness of the main elastic elements of suspension system from the conditions of handling and stability.

Keywords: roll, car small class, suspension, spring stiffness.

Постановка проблеми.

У багатьох літературних джерелах обґрунтовується вплив крену автомобіля у криволінійному русі на характеристики шин, комфорт керування, а так і в цілому на безпеку руху.

Через відносно малу масу легкових автомобілів малого класу та потребу спростити їх конструкцію використовують кінематичні схеми підвісок транспортних засобів, що містять торсіонні механізми, амортизаторні чи пружинні стійки. Також у підвісках не завжди додатково застосовують стабілізатори. У такому випадку основними пружними елементами, що протидіють поперечному крену, лишаються торсіони чи пружини. Безперечним є вплив характеристик цих пружних елементів на важливі експлуатаційні властивості автомобіля: керованість і стійкість, плавність ходу, гальмівні властивості.

Як пружні елементи у підвісках автомобілів малих класів найбільш широко використовуються циліндричні пружини, що можуть мати різну конструкцію для забезпечення відповідних характеристик жорсткості. Опірність крену автомобіля у криволінійному русі визначатиме поперечна кутова жорсткість його підвіски. Остання значно залежатиме від характеристик жорсткості окремих пружних елементів підвіски. У процесі експлуатації автомобіля характеристики жорсткості пружин змінюються внаслідок втрати пружності через процес втоми

металу, механічних деформацій чи руйнування. Вплив параметрів та характеристик елементів підвіски на можливість керованого криволінійного руху можливо проаналізувати використовуючи результати математичного моделювання процесів, що відбуваються у системі «водій–автомобіль–дорога».

Аналіз досліджень і публікацій. Одним із видів криволінійного руху автомобіля є неусталений криволінійний рух перехідними траєкторіями. У ряді робіт розглядаються умови реалізації керованого криволінійного руху транспортного засобу заданими у плані перехідними траєкторіями [1, 2, 3, 4].

На керованість автомобіля суттєвий вплив мають характеристики елементів його підвіски [5,6]. У нормативних документах щодо експлуатації і ремонту автомобілів в цілому [7, 8] та елементів підвіски зокрема [9], вказано на необхідність дотримання технічних характеристик і вимог, що зазначені у відповідній технічній документації на виробі. Спеціальним стандартом [9] граничних відхилень параметрів жорсткості пружин від номінальних значень не передбачено. Під час експлуатації автомобілів їх власниками існує можливість заміни лише окремих пружин передньої чи задньої підвіски транспортного засобу, як правило, без здійснення належного контролю відповідності характеристик жорсткості пружин.

Дослідити вплив конструкційних параметрів і характеристик елементів підвіски автомобіля на її поперечну жорсткість, а так і величину поперечного крену у криволінійному русі транспортного засобу, можливо скориставшись математичним моделюванням процесу.

У продовження започаткованих досліджень [1], зацікавлення викликає можливість удосконалення моделі динаміки крену автомобіля, шляхом врахування нерівної жорсткості пружин підвіски окремих бортів транспортного засобу та жорсткості додаткових елементів підвіски.

Ціль статті (постановка завдання). Метою роботи є порівняльний аналіз результатів моделювання поперечного крену легкового автомобіля малого класу під дією відцентрової сили у неусталеному криволінійному русі заданою перехідною траєкторією, шляхом врахування можливої зміни характеристик жорсткості елементів підвіски окремих бортів автомобіля.

Для цього, на основі аналізу вибраної кінематичної схеми підвіски такого автомобіля та прийнятих припущень, слід описати особливості формування моделі.

Проаналізувати дані, отримані у результаті проведеного моделювання.

Матеріали і результати дослідження. Для виконання поставлених завдань під час проведення досліджень було взято кінематичну схему підвіски легкового автомобіля малого класу: передня підвіска з направляючими пружинними стійками, задня – на поздовжніх, зв'язаних поперечною балкою, важелях (рис. 1).

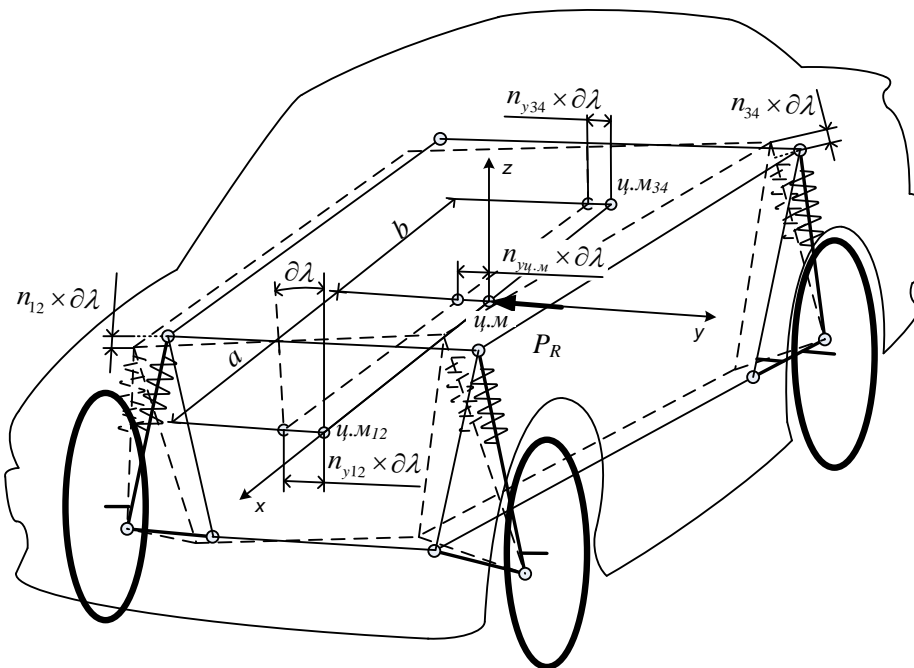


Рис. 1. Схема до визначення поперечних переміщень у результаті крену автомобіля

Для дослідження поперечного крену розглядається поворот підресорених мас автомобіля навколо поздовжньої осі x , що проходить через його центр мас (рис.1). При цьому поперечні переміщення у підвісці автомобіля від величини кута крену визначені методом похідних підвіски запропонованим Ф.Д. Халесом [1, 10, 11], шляхом отримання відповідних коефіцієнтів.

Вважається, що у криволінійному русі транспортного засобу діючі на нього сили інерції на порядок вищі за інші зовнішні збурення. Враховуючи ряд припущень, зокрема про рух кривоїдною кривою, абсолютну жорсткість: кузова, направляючих елементів підвіски та шин у радіальному напрямку у зоні контакту з опорною площиною, а також про симетричність лівого і правого бортів автомобіля, рівняння динаміки поперечного крену [1] матиме вигляд:

$$J_x \times \lambda + 2 \times \lambda \times (n_{12}^2 \times k_{12} + n_{34}^2 \times k_{34}) + 2 \times \lambda \times (n_{12}^2 \times c_{12} + n_{34}^2 \times c_{34}) = \frac{M_a \times V_a^3 \times t}{C_k} \times n_{уц.м}, \quad (1)$$

де J_x – момент інерції підресорених мас автомобіля відносно горизонтальної поздовжньої осі x , що проходить через його центр мас, $m^2 \cdot кг$;

λ – кут поперечного крену підресорених мас автомобіля, $рад$;

n_{ij} – коефіцієнт, що враховує зміну довжини пружинних стійок підвіски осі від кута крену, $м/рад$;

c_{ij} – жорсткість циліндричних пружин підвіски, $Н/м$;

k_{ij} – коефіцієнти опору амортизаторів, $Нс/м$;

i, j – індекси, що відображають номери коліс автомобіля (12 – передня вісь; 34 – задня вісь);

M_a – маса автомобіля, $кг$;

V_a – швидкість руху автомобіля, $м/с$;

t – тривалість руху автомобіля перехідною траєкторією, $с$;

C_k – параметр перехідної кривої (клотоїди), $м^2$;

$n_{уц.м}$ – коефіцієнт переміщення у боковому напрямку центру мас підресореної частини автомобіля від дії відцентрової сили P_R (рис.1), $м/рад$.

Вважаючи, що характеристики амортизаторів кожної з осей однакові і не змінюються у процесі крену, зацікавлення викликає можливість урахування зміни жорсткості пружин підвіски автомобіля, тобто потрібно виокремити жорсткості кожної з пружин передньої та задньої підвісок транспортного засобу (внести зміни у третій доданок лівої частини рівняння (1)). Для цього запропоновано розглянути еквівалентну принципову схему переміщень кінців пружин у підвісці окремої осі автомобіля (рис.2).

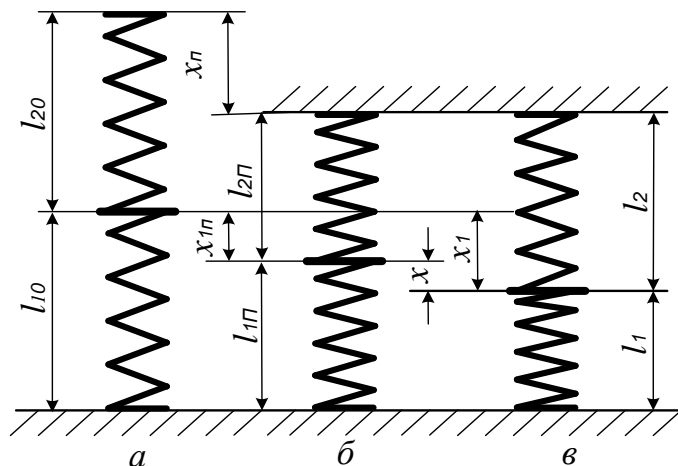


Рис.2. Схема до визначення деформації пружин підвіски однієї осі автомобіля через переміщення у результаті його крену: a – довжини пружин у вільному стані;

b – довжини пружин під статичним навантаженням (маса автомобіля, що припадає на вісь) у початковому положенні; v – довжини пружин, з урахуванням додаткового переміщення верхніх кінців пружини на величину x під час крену підресорених мас автомобіля;

$1, 2$ – індекси, що позначають номери бортів автомобіля

За схемою переміщення кінця нижньої пружини №1 (рис. 2, в):

$$x_1 = x_{1П} + x; \quad (2)$$

Аналогічне переміщення кінця пружини №2:

$$x_2 = x_{2П} - x_1 = x_{2П} - x_{1П} - x \quad (3)$$

Оскільки система зі стиснутих на величину x_n пружин перебуває у рівновазі (рис. 2, б), то з врахуванням рівності сил пружності можна записати:

$$\begin{cases} c_1 \times x_{1П} = c_2 \times x_{2П}; \\ x_{1П} + x_{2П} = x_{П}, \end{cases} \quad (4)$$

де c_1, c_2 – жорсткість пружин підвіски.
Звідси:

$$x_{1П} = \frac{x_{П} \times c_2}{c_1 + c_2}; \quad x_{2П} = \frac{x_{П} \times c_1}{c_1 + c_2}. \quad (5)$$

Рівняння потенціальної енергії системи для випадку статичного завантаження пружин (рис. 2, б), з врахуванням (2, 3, 5):

$$П_{12П} = П_{1П} + П_{2П} = \frac{c_1 \times c_2 \times x_{П}^2}{2(c_1 + c_2)}, \quad (6)$$

$$\text{де } П_{1П} = \frac{c_1 \times x_{1П}^2}{2} = \frac{c_1 \times c_2^2 \times x_{П}^2}{2(c_1 + c_2)^2}; \quad П_{2П} = \frac{c_2 \times x_{2П}^2}{2} = \frac{c_2 \times c_1^2 \times x_{П}^2}{2(c_1 + c_2)^2}.$$

Аналогічно, для випадку додаткового переміщення кінців пружин на величину x (рис. 2, в), здійснивши математичні перетворення отримано:

$$П_{12} = П_1 + П_2 = \frac{x_{П}^2 \times c_1 \times c_2}{2(c_1 + c_2)} + \frac{x^2 \times (c_1 + c_2)}{2} = \frac{x_{П}^2 \times c_1 \times c_2 + x^2 \times (c_1 + c_2)^2}{2(c_1 + c_2)}, \quad (7)$$

де

$$П_1 = \frac{c_1 \times x_1^2}{2} = \frac{c_1 \times (x_{1П} + x)^2}{2} = \frac{c_1}{2} \left(x_{1П} \left(\frac{c_2}{c_1 + c_2} \right) + x \right)^2;$$

$$П_2 = \frac{c_2 \times x_2^2}{2} = \frac{c_2}{2} \times \left(x_{2П} - x_{1П} - x \right)^2 = \frac{c_2}{2} \left(x_{2П} \times \left(\frac{c_1}{c_1 + c_2} \right) - x \right)^2.$$

Робота виконана силами пружності на додатковому переміщенні x :

$$A = П_{12} - П_{12П} = \frac{x_{П}^2 \times c_1 \times c_2}{2(c_1 + c_2)} + \frac{x^2 \times (c_1 + c_2)}{2} - \frac{x_{П}^2 \times c_1 \times c_2}{2(c_1 + c_2)} = \frac{x^2 \times (c_1 + c_2)}{2} = \frac{c_1 \times x^2}{2} + \frac{c_2 \times x^2}{2}. \quad (8),$$

що відповідає теоремі про роботу сил (пружності) на деякому переміщенні x .

За кінематичною схемою (рис. 1.) переміщення кінців пружини x , як функція кута крену λ , визначиться:

$$x = n_{12} \times \delta\lambda, \quad (9)$$

де n_{12} – коефіцієнт зміни довжини пружин №1,2 стійок підвіски від кута крену λ .

Момент опору крену зі сторони пружних елементів однієї осі:

$$M = \frac{\partial A}{\partial \lambda} = \left(\frac{(c_1 + c_2) \times n_{12}^2 \times \partial \lambda^2}{2} \right)'_{\lambda} = (c_1 + c_2) \times n_{12}^2 \times \lambda. \quad (10)$$

Таким чином, рівняння (1) для вибраних на початку умов, з врахуванням аналогічних характеристик для пружин іншої осі c_3, c_4 та елементів збільшення поперечної кутової жорсткості підвіски (стабілізатор, балка задньої осі, гумово-металеві шарніри та ін.) – c_λ , матиме вигляд:

$$J_x \times \lambda + 2 \times \lambda \times (n_{12}^2 \times k_{12} + n_{34}^2 \times k_{34}) + \lambda \times (n_{12}^2 \times (c_1 + c_2) + n_{34}^2 \times (c_3 + c_4) + c_\lambda) = \frac{M_a \times V_a^3 \times t}{C_\kappa} \times n_{уц.м} \quad (11)$$

Для моделювання прийняті такі припущення: стабілізатор поперечної стійкості передньої осі відсутній, додатково враховується кутова поперечна жорсткість елементів підвіски (поперечної балки задніх коліс та ін.) та такі параметри автомобіля:

Маса автомобіля $M_a = 1175$ кг; віддаль центру мас автомобіля до осей коліс $a = 1,14$ м; $b = 1,15$ м.

$J_x = 350$ м²·кг – момент інерції підресорених мас автомобіля відносно горизонтальної поздовжньої осі x ;

$n_{12} = 0,6$ м/рад; $n_{34} = 0,6$ м/рад – коефіцієнти зміни довжини пружинних стійок від кута крену;

$n_{y12} = 0,5$ м/рад; $n_{y34} = 0,5$ м/рад – коефіцієнти поперечного переміщення центрів мас підвіски під дією сили P_R (рис.1).

$c_1 = c_2 = 36000$ Н/м; $c_3 = c_4 = 14000$ Н/м – номінальні жорсткості пружин підвіски;

$k_1 = k_2 = 145$ Нс/м; $k_3 = k_4 = 120$ Нс/м – коефіцієнти опору амортизаторів;

$C_\kappa = 200$ – параметр клотоїди (радіус у кінці кривої $R_\kappa = 20$ м, довжина клотоїди $S_\kappa = 10$ м);

$V_a = 12,5$ м/с – швидкість руху автомобіля; $t = S_\kappa / V_a = 0,8$ с – тривалість руху автомобіля перехідною траєкторією.

У результаті зменшення жорсткості пружних елементів підвіски передньої і задньої осі одного борту на 10%, для вказаних умов призведе до збільшення величини кута крену на 5,2%, а у випадку 20% – на 11%.

Дослідження впливу амортизаторів за наведених умов неусталеного криволінійного руху є недоцільним, оскільки момент опору створюваний ними (другий доданок лівої частини рівняння (11)) на порядок менший від моменту опору пружин (третій доданок лівої частини рівняння (11)).

Висновки. Запропонована модель дозволяє враховувати вплив характеристик елементів підвіски автомобіля та параметрів неусталеного криволінійного руху транспортного засобу на величину його крену. Величина крену визначатиме перерозподіл вертикального навантаження на колесах, коефіцієнти опору відведенню та стабілізуючі моменти, закони зміни кутів нахилу коліс під час криволінійного руху автомобіля під дією зовнішньої відцентрової сили.

За результатами розрахунків можна зробити висновок, що втрата жорсткості пружних елементів може мати відчутний вплив на поперечний крен легкового автомобіля малого класу, а так і на керованість транспортного засобу. Необхідність врахування опору крену зі сторони амортизаторів і змін його у процесі експлуатації, потребує обґрунтування відповідно до характеристик амортизаторів та умов руху автомобіля.

1. Павлюк В.І. Моделювання неусталеного криволінійного руху автомобіля // Наукові нотатки. Вип. 28. – Луцьк: ЛНТУ, 2010. – С. 374–379.

2. Вербицкий В.Г. К вопросу реализации управляемого движения вдоль программной кривой / Вербицкий В.Г., Банников В.А., Червякова Е.В., Белевцова Н.Л. [Электронный ресурс] // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту: науковий журнал. – Донецьк, 2012. – № 3. – С. 67–73. URL: http://dspace.diat.edu.ua:8080/jspui/bitstream/123456789/54/1/12_3_2012.pdf.
3. Wach W. Model kierowcy pid w programie do symulacji ruchu pojazdów/ W.Wach // Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych. – Kraków, 2005. – Zeszyt Nr 29-30. – Str. 465–472.
4. Więckowski D. Model samochodu dla symulacyjnego badania wybranych (typowych) manewrów/ D. Więckowski // Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych. – Kraków, 2005. – ZeszytNr 29-30. – Str. 489–498.
5. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Конструкция подвесок / Пер. с нем. В.П. Агапова. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.: ил.
6. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Пер. с нем. А.Л. Карпухина. Под ред. Г.Г. Гридасова– М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.: ил.
7. ДСТУ 3649:2010 Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. [Електронний ресурс] // ДержспоживстандартУкраїни. – К.: 2011. – 52с. Проект, остаточна редакція. <http://www.insat.org.ua/files/other/info/prdstu3649.pdf>.
8. ДСТУ 2322-93 Автомобілі легкові відремонтовані. Загальні технічні умови. [Електронний ресурс]//URL:http://otipb.at.ua/load/dstu_2322_93_avtomobili_legkovi_vidremontovani_zagalni_tekhnichni_umo_vi/18-1-0-2431.
9. ГОСТ Р 53827-2010 Автомобильные транспортные средства. Пружины цилиндрические винтовые, торсионы, стабилизаторы подвески. Технические требования и методы испытаний. [Электронный ресурс] // Стандартиформ. – М.: 2010. – 22с. Дата введения 15.09.2010. URL: <http://meganorm.ru/Data2/1/4293815/4293815525.pdf>.
10. Элис Д.Р. Управляемостьавтомобиля / Д.Р. Элис. Пер с англ. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.: ил.
11. Павлюк В.І. Поперечні переміщення елементів задньої підвіски легкового автомобіля малого класу під час бокового крену // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал.– Луцьк: Луцький НТУ, 2015. – №1 (3). – 178 с., С. 116–120.

Стаття надійшла до редакції 23.09.2015