

Дитятьєв О.В.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна***ПРО ВДОСКОНАЛЕННЯ СТЕНДОВОГО КОНТРОЛЮ ПІДВІСКИ**

Для визначення технічного стану підвіски автомобіля використовують різні методи. У Європі найбільшого поширення набули стенди на основі методу EuSAMA. У класичному варіанті цей метод, вихідним параметром якого є «коефіцієнт зчеплення», більшою мірою характеризує безпеку руху. Але для технічних працівників автосервісу в підвісці більше цікавить пристрій, що демпфує, як найбільш складний компонент у підвісці, стан якого неможливо оцінити візуально. Крім цього, класичний EuSAMA має низку недоліків – похибок методу, що впливають на точність результату діагностування. Робляться зусилля щодо вдосконалення методу з метою підвищення можливості діагностування амортизаторів та зниження впливу сторонніх факторів. Перспективним у цьому контексті можна назвати метод, заснований на використанні фазових співвідношень, а саме на вимірі різниці фаз (далі - фазового кута) між фазою коливання майданчика та фазою коливання динамічної сили в контактні шини з майданчиком. У цій роботі представлені результати моделювання підвіски невіднесеної частини (чверті підвіски) при різному демпфуванні амортизатора. Моделювання проводилося у часовій області. Для одного набору параметрів підвіски отримано фазова частотна характеристика, отримані залежності фазового кута та параметра EuSAMA для різного демпфування амортизатора, а також оцінки впливу жорсткості, демпфування шин, жорсткості пружного елемента підвіски, величини невіднесеної маси на величину фазового кута.

Ключові слова: діагностування підвіски, EuSAMA, амортизатор, моделювання, фазовий кут.

ВСТУП

Підвіска, початковим призначенням якої було забезпечення комфортного переміщення, зі збільшенням швидкостей руху автомобіля набула дуже важливої функції – безпека руху (БР). При цьому БР забезпечується за рахунок постійного контакту колеса з дорогою. Підвіска легкового автомобіля, що багато в чому визначає його клас, як складова входить у ходову частину і містить напрямну, пружну та демпфуючі компоненти. У свою чергу, пружним компонентом може бути ресора, пневморесора, торсіон або спіральна пружина. Демпфуючий компонент представлений телескопічним амортизатором. Шина, як елемент підвіски, має пружну і демпфуючу дію. Несправна підвіска є джерелом великих амплітуд прискорень кузова, порушення керуваності автомобіля, погіршення комфорту водіння. Збільшується гальмівний шлях за рахунок відриву колеса від поверхні дороги, також збільшуються поперечні та поздовжні нахили автомобіля під час руху на поворотах та при гальмуванні. Все це тягне за собою збільшення ризиків ДТП, оскільки довжина гальмівного шляху, крен на віражах, робота АБС, ESP, інших асистентів безпосередньо залежать від демпфуючих властивостей підвіски. Важливість функцій та високі витрати на ліквідацію наслідків аварій передбачають постійне технічне обслуговування підвіски. Центральним завданням при цьому є якісне діагностування амортизатора.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

В експлуатаційній практиці існує відома потреба у визначенні технічного стану підвіски загалом та демпфуючого компонента зокрема. Завдання ускладнюється тим, що контролювати працездатність та проводити локалізацію несправностей доводиться без розбирання підвіски. Існує кілька сучасних методів діагностування та відповідних засобів [1,2]. Слід зазначити, що підвіска є коливальною системою, ідентифікація параметрів якої теоретично не становить труднощів [3]. Однак конструктивні особливості та вимога безрозбірності змушують мати справу з непрямими вимірами, у результаті з'являються суттєві похибки [4]. З досить широкого спектра методів діагностування в даний час поширені два основні (з модифікаціями) [5] - це методи, що використовують гармонійний вплив на підвіску: EuSAMA [6] і резонансний метод [7]. На ринку автосервісного обладнання представлені лише стенди, що реалізують ці методи у різних модифікаціях. Є дані, що на ринку Євросоюзу 80% сегменту займають пропозиції стендів за методом EuSAMA.

Метод EuSAMA передбачає оцінку «коефіцієнта зчеплення» (далі параметр ES) шини з опорною поверхнею, що дорівнює відношенню мінімальної за випробування вертикальної сили до статичного навантаження на колесо.

У роботах [2,4] зазначається, що метод EuSAMA, незважаючи на його технологічну досконалість, характеризується низькою точністю через залежність результату діагнозу від навантаження на колесо та тиску повітря в шині. В результаті справні амортизатори у підвісці з

високим навантаженням можуть отримати негативний висновок. У модернізованому методі наводиться таблиця коригування коефіцієнта залежно від навантаження на вісь, таблиця 1.

Таблиця 1 - Залежність оцінки якостей підвіски (параметра EuSAMA) від навантаження на вісь [2]:

Оцінка	Навантаження на вісь		
	від 1400 кг	до 1399 кг	до 899 кг
Добре	70-100%	70-100%	50-100%
Досить	50 - 69%	40 - 59%	30-49%
Недостатньо	30-49%	20 - 39%	20 - 29%
Погано	0 - 29%	0-19%	0-19%

Були зроблені спроби вдосконалити метод та зменшити похибки. У роботі [8] досліджено метод, названий EuSAMA+. Його суть полягає в тому, що коливання колеса у всьому діапазоні резонансних частот невідресорених мас (13 – 18 Гц) здійснюються примусово з кроком 1 Гц та інтервалом 10 секунд. На всіх кроках визначається ES+ та вибирається найбільший. Попередньо перед випробуванням підвіски прогрівається коливаннями протягом 10 секунд. Вжиті заходи здатні покращити стабільність показань.

Крім того, було зазначено, що метод EuSAMA, як у першоджерелі, так і з урахуванням модернізацій, дозволяє через «коефіцієнт зчеплення» оцінити потенціал безпеки руху автомобіля. Для визначення ступеня працездатності амортизатора, параметр ES, через залежність від значної кількості параметрів автомобіля, виявився малоприменим.

Більш глибока модернізація методу була з залученням фазових співвідношень мас, що коливаються [9,10]. Запропоновано діагностичний параметр – мінімальний фазовий кут, отриманий під час випробувань на стенді. Однак, до теперішнього часу недостатньо досліджено основні властивості даного діагностичного параметра, а саме: чутливість порівняно з іншими параметрами, однозначність, залежність від сторонніх факторів.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою даної роботи є спроба зрозуміти природу погрешностей, що супроводжують метод EuSAMA, що сприятиме вибору правильних напрямів для вдосконалення. Як було зазначено раніше, метод EuSAMA має цілу низку технічних і технологічних переваг, тому повне розкриття потенціалу методу об'єктивно є актуальним завданням.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для розгляду причин похибок розглянемо критерій оцінки технічного стану параметр EuSAMA (параметр ES). Діагностування підвіски колеса здійснюється його розташуванням на майданчику та збудженням від майданчика синусоїдальним сигналом вертикального переміщення постійної амплітуди та спадної частоти. На рисунку 1 сила тиску колеса на майданчик у спокійному стані (статичне навантаження) позначена G_a ; динамічна сила від впливу сил інерції невідресореної маси позначена F_d ; "запас зчеплення", як різниця статичного навантаження та динамічної сили, позначений F_x . Тоді, згідно з визначенням параметра EuSAMA:

$$ES = \frac{G_a - F_d}{G_a} = 1 - \frac{F_d}{G_a} = 1 - \frac{A \cdot C}{m \cdot g}, \quad (1)$$

де A – амплітуда переміщення від дії на колесо,

C – наведена жорсткість підвіски;

m – маса невідресорених частин колеса.

Це дуже спрощена модель, але вона сприяє розумінню природи параметра ES.

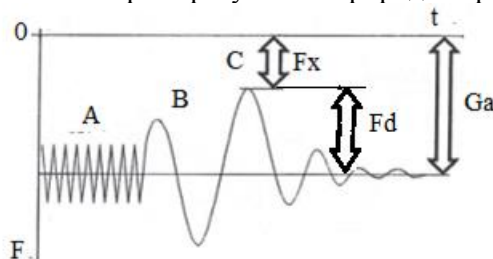


Рисунок 1 – Графічна інтерпретація параметра EuSAMA

Як впливає з формули (1), параметр ES дійсно залежить від навантаження на колесо і жорсткості підвіски (від стану пружного пристрою, тиску повітря в шині). Істотно також параметр ES залежить від величини вхідного сигналу - амплітуди переміщення колеса.

Насправді у структурному відношенні підвіска представляє двомасову систему четвертого порядку, оскільки має дві маси і, відповідно, дві коливальні ланки, послідовно з'єднаних, рисунок 2.

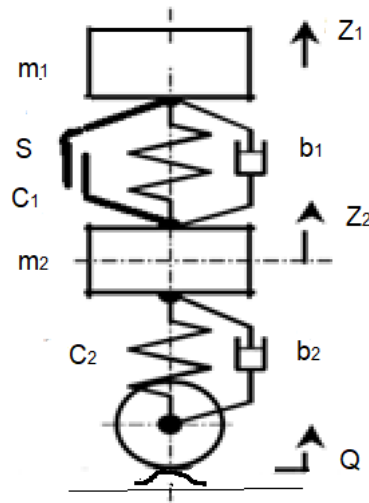


Рисунок 2 - Модель підвіски колеса (чверть підвіски)

Перша коливальна ланка, що має підресорену масу: m_1 , c_1 , s , b_1 , друге – непідресорену масу: m_2 , c_2 , b_2 [4]. У подібних системах вихід попередньої ланки є входом наступної, кінцева амплітуда коливання визначається добутком складових, а кінцева фаза - сумою. Однак при розгляді системи в часовій області скористатися властивістю ланок, з'єднаних послідовно, дуже складно, особливо за наявності у системі зворотних зв'язків.

Проте, навіть за нульових параметрах m_1 , c_1 , s , b_1 , амплітуда вимушених коливань A , визначена для одномасової системи другого порядку, тобто для одного складового структурної схеми, залежить від цілого ряду факторів:

$$A = \frac{F_0}{m} \frac{1}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\xi\omega)^2}}, \quad (2)$$

де F_0, ω - амплітуда і частота сили, що змушує;

ξ - коефіцієнт загасання шини;

ω_0 - частота вільних незагасних коливань.

У свою чергу,
$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}; \quad \xi = \frac{2r}{m}; \quad (3)$$

де c – жорсткість шини;

r – коефіцієнт опору.

Тоді формулу (1) можна записати у вигляді:

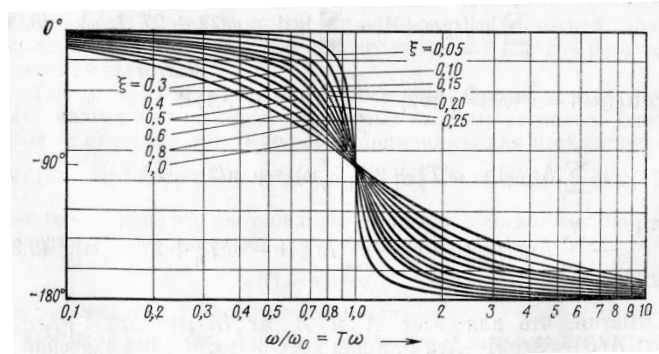
$$ES = 1 - \frac{A \cdot \omega_s^2}{g}$$

Таким чином, на параметр ES впливають принаймні такі фактори, як F_0 - амплітуда сили, що змушує; m – маса непідресорених елементів; c – жорсткість шини; r – коефіцієнт опору шини. Ці чинники є джерелом похибок. Це неповний перелік факторів впливу - до нього не увійшли фактори "нульового припущення" - m_1 , c_1 , s , b_1 . У цьому списку є і основний параметр b_1 - демпфування амортизатора. До речі, вплив на параметр ES факторів b_1 , m_1 показано у роботі [2], таблиця 1.

Перспективною модернізацією методу EuSAMA для діагностування амортизаторів є використання фазових співвідношень, запропоноване американською компанією Hunter Engineering Co [9]. Запропоновано вимірювати різницю фаз між фазою коливання майданчика та фазою коливання динамічної сили (фазовий кут) у контактї шини з майданчиком. Фазовий кут доповнює

діагностичний параметр ES. У роботі [10,11] показано, що доповнення діагностичного параметра - мінімального фазового кута дозволяє з більшою точністю визначити технічний стан амортизатора.

Нагадаємо, що згідно з класичною теорією механічних систем, вид фазової частотної характеристики коливальної ланки істотно залежить від величини загасання у ланці. Зокрема, кожен із двох компонентів структурної схеми підвіски є коливальною ланкою другого порядку. Для подібних ланок фазова частотна характеристика демонструє залежність фази запізнення переміщення і швидкості від примусової сили при різному демпфуванні, рисунок 3. Причому для частоти, що дорівнює частоті резонансу, фіксується фазовий кут, що дорівнює $\pi/2$. Можна припустити, що підвіска колеса, як коливальна система четвертого порядку, має схожу характеристику.



ξ - коефіцієнт демпфування, ω - частота сили, що змушує, ω_0 - власна частота коливальної системи, T - постійна часу.

Рисунок 3 – Фазова частотна характеристика системи другого порядку [3].

Формула для розрахунку фази в коливальній системі другого порядку має вигляд:

$$\text{tg } \varphi = \frac{\omega_0^2 - \omega^2}{2 \cdot \xi \cdot \omega} \quad (4)$$

Позначення як у формулі (2).

Зауважимо, що фаза процесу, а з нею і різниця фаз, не залежать від амплітуди сили, що змушує. Від навантаження на колесо фаза залежить опосередковано через залежність від ω_0 , ξ (формули (3)).

У роботі [12] отримано математичну модель «чверті» підвіски автомобіля. Модель представлена рівнянням четвертого ступеня в операторній формі. Модель дозволяє отримувати рішення аналітично, у загальному вигляді. На малюнку 4 представлений вид фазової частотної характеристики для "чверті підвіски автомобіля" в діапазоні частот 0-20 Гц для величини загасання амортизатора 700 ... 2100 Н * с / м.

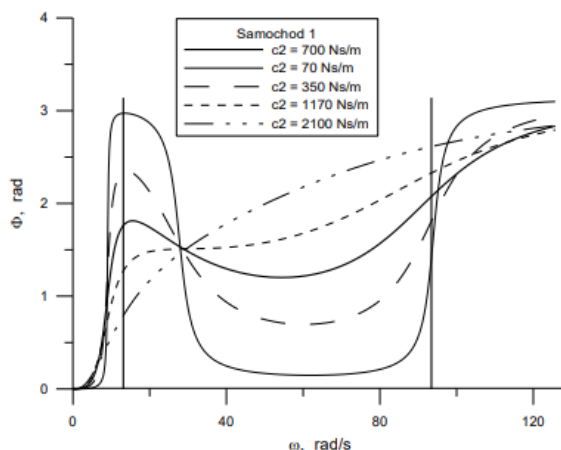


Рисунок 4 - Частотна характеристика "фазового кута" для "чверті підвіски автомобіля" [13]

На рисунку $\Phi = \pi - \varphi$, де φ - виміряна різниця фаз. Інакше висловлюючись, діаграма є залежністю $\varphi=f(\omega)$ у дзеркальному відбитку щодо горизонтальної осі, що проходить через ординату 1,57.

Для перевірки впливу технічного стану амортизатора на діагностичний параметр - фазовий кут, а також впливу на величину останнього сторонніх величин, що викликають похибки, розраховано методом імітаційного моделювання з використанням моделі [4]. Розрахунок проведений у часовій області шляхом прямого вимірювання різниці фаз. Параметри моделі представлені в таблиці 2. Як сторонні величини були обрані жорсткості шини і пружного елемента підвіски, демпфування шини, неїдресореної маси.

Допущення, прийняті у розрахунку:

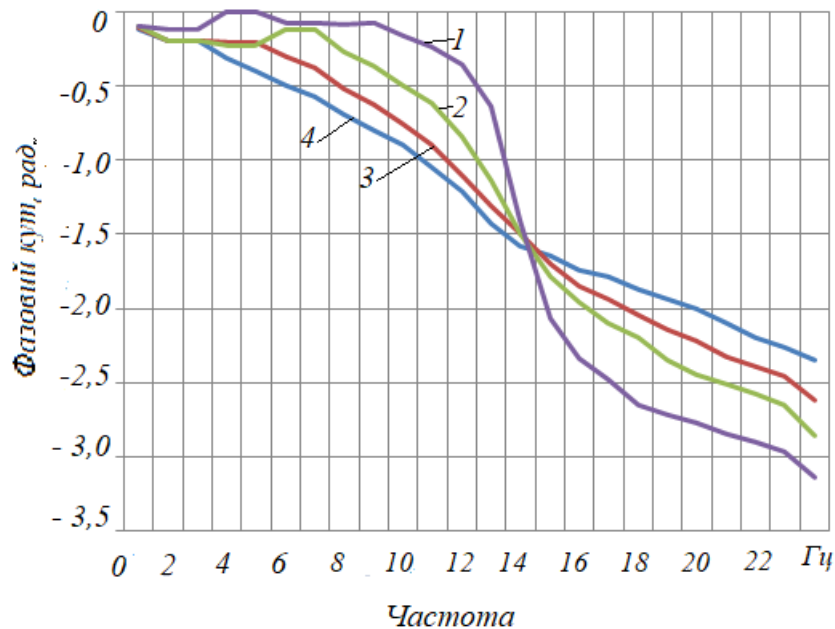
- ізолювана «чверть підвіски» автомобіля;
- двомасова модель з двома ступенями свободи;
- лінійна характеристика пружних елементів c_1 , c_2 .

Таблиця 2. Вихідні дані для розрахунку

Показник	Значення	Одиниця виміру
Амплітуда нерівності	$A = 0,003$	м
Маса кузова	$m_1 = 376$	кг
Жорсткість пружини	$c_1 = 25000$	Н/м
Демпфування амортизатора	$b_1 = 2750 \dots 275$	Н*с/м
Сухе тертя в підвісці	$s = 15$	Н*с/м
Підресорена маса	$m_2 = 35$	кг
Жорсткість шини	$c_2 = 273$	кН/м
Демпфування шини	$b_2 = 200$	Н*с/м

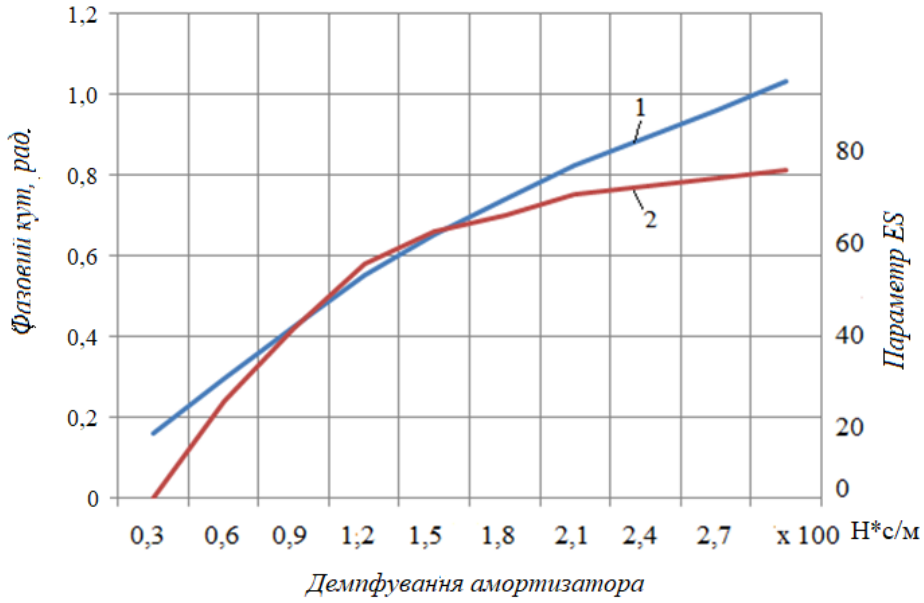
Парціальні власні частоти підвіски: $\omega_1 = 1,3$ Гц; $\omega_2 = 14$ Гц.

Моделювання проводилося у середовищі MATLAB SIMULINK. Результати моделювання представлені на рисунках 5 – 8.



Демпфування амортизатора, Н*с/м: 1 – 275; 2 – 1100; 3 – 1925; 4 – 2750.

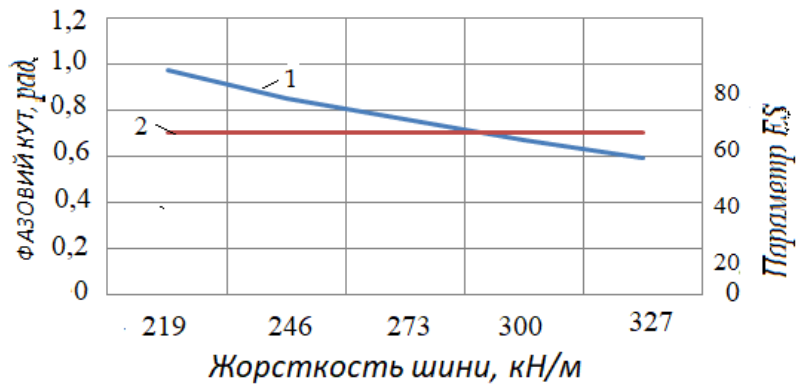
Рисунок 5 - Залежність фазового кута від частоти збудження колеса при різному демпфуванні



1 – фазовий кут, 2 – параметр ES:

Рисунок 6 – Залежність фазового кута та параметра ES від демпфування амортизатора при частоті збудження майданчика стенду 10 Гц

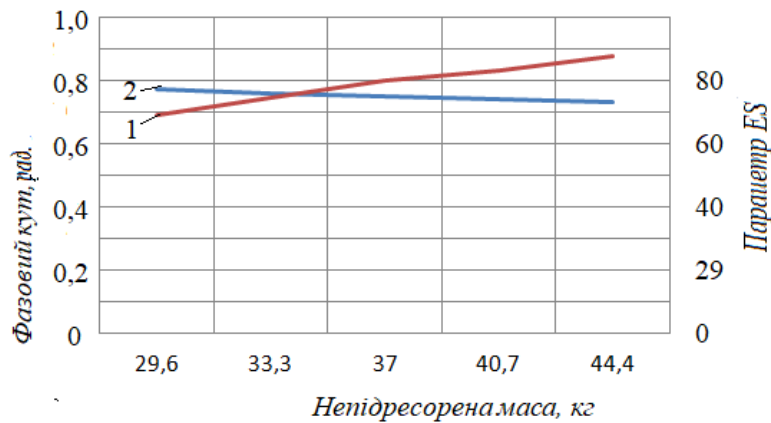
Вплив жорсткості шини



1 – фазовий кут, 2 – параметр ES:

Рисунок 7 - Вплив жорсткості шини на фазовий кут при частоті збудження 10 Гц.

Вплив невіднесеної маси



1 – фазовий кут, 2 – параметр ES:

Рисунок 8 - Вплив величини невіднесеної маси на фазовий кут при частоті збудження 10 Гц.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Як впливає з рисунка 5, залежність фазового кута від частоти збудження колеса при різному демпфуванні в умовах прийнятих припущень має вигляд, що віддалено нагадує фазову частотну характеристику системи другого порядку, рисунок 3. У діапазоні частот 1-14 Гц меншому демпфуванню амортизатора відповідає менший за абсолютною величиною фазовий кут. У діапазоні частот 14-24 Гц спостерігається зворотна картина. У діапазоні частот 10-11 Гц спостерігається прийнятна чутливість діагностичного параметра при його рівномірній зміні залежно від структурного.

На рисунку 6 дана залежність фазового кута від демпфування амортизатора при частоті збудження майданчика стенда 10 Гц. Залежність близька до лінійної, що є перевагою, коли йдеться про діагностування. Для порівняння представлена залежність параметра ES за тих самих умов. Параметр ES поступається фазовому куту в характері протікання (далеко від лінійного) та у чутливості. Однак у середині діапазону зміни демпфування амортизатора чутливість обох параметрів майже однакова.

Загалом фазовий кут відповідає вимогам до діагностичних параметрів. Він характеризується достатньою чутливістю, плавністю зміни (без розривів), однозначністю, доступною реалізацією процесу виміру.

На рисунку 7 представлено вплив жорсткості шини на фазовий кут при частоті збудження 10 Гц. Зі збільшенням жорсткості шини вплив жорсткості зменшується майже за лінійним законом. За зміни жорсткості на 10% фазовий кут змінюється на 11,4%. Параметр ES на цій частоті впливає незначно.

Вплив підресореної маси в даному розрахунку на величину фазового кута представлено на рисунку 8. Цей вплив з параметром ES показує різноспрямовані тенденції: зі зростанням непідресореної маси фазовий кут зростає, тоді як параметр ES з меншою швидкістю зменшується. Обидві залежності близькі до лінійних.

Проведені розрахунки впливу на величину фазового кута величин жорсткості пружного елемента підвіски та демпфування шини показали відсутність впливу.

ВИСНОВКИ

Удосконалення стендового діагностування можливе за умови застосування нових діагностичних параметрів. Зокрема, фазовий кут задовольняє всім вимогам до діагностичних параметрів. Він характеризується достатньою чутливістю, плавністю зміни (без розривів), однозначністю, доступною реалізацією процесу виміру.

У діапазоні частот 1-14 Гц меншому демпфуванню амортизатора відповідає менший за абсолютною величиною фазовий кут. У діапазоні частот 10-11 Гц спостерігається прийнятна чутливість діагностичного параметра при зміні структурного.

На діагностичний параметр - «фазовий кут» негативно впливають жорсткість шини і маса непідресорених частин підвіски. Амплітуда вхідного гармонійного збудження колеса, жорсткість пружного елемента підвіски та демпфування шини на цей діагностичний параметр не впливають.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Техническое обслуживание, ремонт и хранение автотранспортных средств: Учебник: В 3 кн. К.: Выща шк., 1991. – Кн. 1. Теоретические основы. / В.Е. Канарчук, А.А. Лудченко, И.П. Курников, И.А. Луйк. – 359 с. ил.
2. Gardulski J 2006 Badania diagnostyczne amortyzatorów. - DIAGNOSTYKA'2 (38)/2006, pp 187-198.
3. Daniel Graupe. Identification of System. Colorado State University, Fort Collins. Robert E. Krieger Publishing Company. Huntington. New York, 1976.
4. Дитятьєв О.В., Рева В.Б. Про похибку стендового контролю підвіски. У науковому журналі «СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТІ» №2 (19) ЛУЦЬК 2022 с.81...88. DOI 10.36910/automash.v2i19.906
5. Дитятьєв О.В. Щодо питання вибору типу вібростенду для діагностування підвіски автомобіля. У науковому журналі «СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТІ» № 2 (21) ЛУЦЬК, 2023 - – С 91-100. <https://doi.org/10.36910/automash.v2i21.1213>.
6. Линия диагностики BOSCH SDL 260 : вебсайт. URL: <https://manualzz.com/doc/32399764/bsa-sdl> - (дата звернення 13/09/2024)

7. MSD 3000 Стенд проверки демпфирующих свойств подвесок автомобилей : вебсайт. URL: <https://autom.com.ua/ru/stend-proverki-amortizatorov-msd-3000-euro-maha-germaniya> (дата звернення 13.09.2024)
8. Simulation analysis of the EUSAMA Plus suspension testing method including the impact of the vehicle untested side. - K Dobaj 2016 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 148 012034
9. Suspension tester and method. Patent USA 5369974A, приор.1992-11-10, публ. 1994-12-06.
10. Martinod, R.M., Betancur, G.R., Mesa, J.F., Benavides, O.M. and Castañeda, L.F. (2013) 'Analysis of the procedure for suspension evaluation of civil armoured vehicles: reliability and safety driving criteria', Int. J. Vehicle Safety, Vol. 6, No. 3, pp.254–264.10.
11. Tsymberev A., An Improved Non-Intrusive Automotive Suspension Testing Apparatus with Means to Determine the Condition of the Dampers. SAE Papers No. 960735
12. Z Lozia and P Zdanowicz Simulation assessment of the impact of inertia of the vibration plate of a diagnostic suspension tester on results of the EUSAMA test of shock absorbers mounted in a vehicle. doi:10.1088/1757-899X/421/2/022018
13. Tomasz Stańczyk, Rafał Yurecki Analiza porównawcza metod badania amortyzatorów hydraulicznych/ Zeszyty naukowe instytutu pojazdów 4(100)/2014.

REFERENCES

1. Tehnicheskoe obsluzhivanie, remont i hranenie avtotransportnyh sredstv: Uchebnik: V 3 kn. K.: Vysha shk., 1991. – Kn. 1. Teoreticheskie osnovy. / V.E. Kanarchuk, A.A. Ludchenko, I.P. Kurnikov, I.A. Lujk. – 359 s. il.
2. Gardulski J 2006 Badania diagnostyczne amortyzatorow. - DIAGNOSTYKA'2 (38)/2006, pp 187-198.
3. Daniel Graupe. Identification of System. Colorado State University, Fort Collins. Robert E. Krieger Publishing Company. Huntington. New York, 1976.
4. Dityatyev O.V., Reva V.B. Pro pohibku stendovogo kontrolyu pidviski. U naukovomu zhurnali «SUCHASNI TEHNOLOGIJI V MASHINOBUDUVANNI TA TRANSPORTI» №2 (19) LUCK - 2022 s.81...88. DOI 10.36910/automash.v2i19.906
5. Dityatyev O.V. Shodo pitannya viboru tipu vibrostendu dlya diagnostuvannya pidviski avtomobilya. U naukovomu zhurnali «SUCHASNI TEHNOLOGIJI V MASHINOBUDUVANNI TA TRANSPORTI» № 2 (21) LUCK - 2023 — S 91-100. <https://DOI 10.36910/automash.v2i21.1213>.
6. Liniya diagnostiki BOSCH SDL 260 : vebсайт. URL: <https://manualzz.com/doc/32399764/bsa-sdl> - (data zvernennya 13/09/2024)
7. MSD 3000 Стенд проверки демпфирующих свойств подвесок автомобилей : вебсайт. URL: <https://autom.com.ua/ru/stend-proverki-amortizatorov-msd-3000-euro-maha-germaniya> (data zvernennya 13.09.2024)
8. Simulation analysis of the EUSAMA Plus suspension testing method including the impact of the vehicle untested side. - K Dobaj 2016 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 148 012034
9. Suspension tester and method. Patent USA 5369974A, prior.1992-11-10, publ. 1994-12-06.
10. Martinod, R.M., Betancur, G.R., Mesa, J.F., Benavides, O.M. and Castaneda, L.F. (2013) 'Analysis of the procedure for suspension evaluation of civil armoured vehicles: reliability and safety driving criteria', Int. J. Vehicle Safety, Vol. 6, No. 3, pp.254–264.10.
11. Tsymberev A., An Improved Non-Intrusive Automotive Suspension Testing Apparatus with Means to Determine the Condition of the Dampers. SAE Papers No. 960735
12. Z Lozia and P Zdanowicz Simulation assessment of the impact of inertia of the vibration plate of a diagnostic suspension tester on results of the EUSAMA test of shock absorbers mounted in a vehicle. doi:10.1088/1757-899X/421/2/022018
13. Tomasz Stanczyk, Rafal Yurecki Analiza porownawcza metod badania amortyzatorow hydraulicznych/ Zeszyty naukowe instytutu pojazdow 4(100)/2014.

O. Dityatyev. About improving the stand testing of the suspension

Various methods are used to determine the technical condition of the vehicle suspension. In Europe, stands based on the EuSAMA method are most widely used. In the classic version, this method, the output parameter of which is the "adhesion coefficient", characterizes traffic safety to a greater extent. But for technical workers of the car service, the damper device is more interesting in the suspension as the most complex component in the suspension, the condition of which cannot be assessed visually. In addition, the

classic EuSAMA has a number of disadvantages - method errors that affect the accuracy of the diagnostic result. Efforts are being made to improve the method in order to increase the possibility of diagnosing shock absorbers and reduce the influence of extraneous factors. A promising method in this context can be called the method based on the use of phase relationships, namely, on measuring the phase difference (phase angle) between the phase of the platform oscillation and the phase of the dynamic force oscillation in contact with the tire platform. This paper presents the results of modeling the suspension of the unsprung part (suspension quarter) with different damping of the shock absorber. Modeling was performed in the time domain. For one set of suspension parameters, the phase frequency response was obtained, the phase angle dependencies and EuSAMA coefficients were obtained for different damping of the shock absorber, as well as estimates of the influence of stiffness, tire damping, stiffness of the elastic element of the suspension, the value of the unsprung mass on the value of the phase angle.

Keywords: suspension diagnostics, EuSAMA, shock absorber, modeling, phase angle.

ДИТЯТЬЄВ Олександр Васильович, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, доцент кафедри експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет e-mail: alex-dit@ukr.net. <https://orcid.org/0009-0004-1897-8813>

Oleksandr DITYATYEV – Ph. D. (Ing.), Senior Research Fellow, Associate Professor of the Department of Technical operation and service of cars, Kharkiv National Automobile and Highway University e-mail: alex-dit@ukr.net. <https://orcid.org/0009-0004-1897-8813>

DOI 10.36910/automash.v2i23.1528