

Дитятьєв О.В.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м.Харків, Україна***ЩОДО ПИТАННЯ ВИБОРУ ТИПУ ВІБРОСТЕНДУ ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ**

Визначення технічного стану підвіски, діагностування амортизаторів можна розглядати як класичне завдання ідентифікації параметрів коливальної системи. Для вирішення цього завдання зазвичай використовується процедура із застосуванням вхідних тестових сигналів у вигляді імпульсу, ступінчастого сигналу або гармонійного сигналу різної частоти. У різні періоди часу використовувалися всі ці можливості, проте в даний час, з цілого ряду причин, виробники автосервісного обладнання віддають перевагу стендам з гармонічним тестовим сигналом. Випускаються два різновиди таких стендів. Перший з них, в основі якого лежить високочастотний резонанс непересорених мас, називається методом EuSAMA. Другий різновид, заснований на принципі збудження резонансу системи "стенд - підвіска автомобіля", називається резонансним. Принципи побудови, особливості роботи, діагностичні параметри стендів широко висвітлено у літературі. Використання резонансних явищ, застосування тестових гармонійних сигналів, ідентичний зовнішній вигляд стендів значною мірою вводять в оману користувачів стендів і не сприяють грамотному та обізнаному придбанню. Дана робота присвячена порівняльному аналізу деяких основних характеристик стендів та висновки роботи можуть бути корисними технологам автосервісу при виборі обладнання. З міркувань трудомісткості підготовчих операцій при натурних випробуваннях, у цьому дослідженні прийнято аналітичний підхід. З двох типів стендів складнішим є стенд, заснований на резонансному принципі. Його структурна схема містить три маси, три пружні пристрої і два пристрої демпфування. У роботі складено систему трьох рівнянь силової взаємодії та комп'ютерну модель у середовищі Matlab/Simulink. В результаті моделювання отримано порівняльні характеристики чутливості та похибки при різному внутрішньому тиску колеса представників стендів «резонансного» та EuSAMA.

**Ключові слова:** Вібростенди резонансні, EuSAMA, моделювання, порівняльні характеристики чутливості, похибки.

**ВСТУП**

Зазначимо, що ідентифікація складних коливальних систем, до яких відноситься підвіска автомобіля, можлива в тестовому режимі із застосуванням вхідних тестових сигналів у вигляді імпульсу (дельта-функція Дірака), ступінчастого сигналу (функція Хевісайда) або гармонійного сигналу (синусоїди) різної частоти. В результаті тестування у першому випадку аналізується імпульсна функція, у другому – перехідна функція, у третьому – амплітудно-частотна характеристика [1]. У різні періоди часу використовувалися стенди для діагностування підвіски, що ґрунтуються на всіх зазначених принципах.

**АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

У роботі [2] описано портативний прилад, в якому застосовано імпульсний тестовий сигнал. Прилад встановлюється на крило автомобіля з боку амортизатора, що тестується, після чого підвіска збуджується коротким силовим імпульсом від м'язової енергії оператора. У джерелі [3] наводиться опис стенду зі ступінчастим сигналом, в якому вісь автомобіля, що випробовується, скидалася з деякої висоти. Імпульсна та перехідна функції оброблялися відомими методами з метою отримання характеристик компонентів підвіски, головним чином, амортизаторів. Однак, через певні причини, стенди з імпульсним і ступінчастим впливом поширення не отримали. Навпаки, стенди з збудженням гармонійним сигналом широко представлені на ринку сучасного автосервісного устаткування. Цій групі стендів притаманні два різні принципи, які покладені в основу конструкції та технології діагностування [4]. Перший реалізується у методі EuSAMA (стенди BOSCH, Ravaglioli та ін.), другий – у резонансному методі (стенди MAXA, BOGE). Незважаючи на суттєві відмінності у принципах, зовнішній вигляд стендів, по суті, ідентичний. Тому, за певних труднощів у виборі технологічного устаткування [5], однаковий зовнішній вигляд стендів лише додає проблем вибору.

Відмінності в принципах роботи стендів зумовлюють відмінності у якості діагнозу (точності результатів, достовірності). Деякі дослідники, порівнюючи методи, відзначають критичну залежність методу EuSAMA від багатьох другорядних факторів (жорсткості шин, внутрішнього тиску, несиметричності положення колеса на майданчику та ін.) [6], при цьому кількісних характеристик залежностей не наводиться. Вплив різних чинників на результати випробувань на якісному рівні, без зазначення кількісних характеристик, представлені у роботі [7]. Відсутні дані про чутливість методів до зміни поглинаючих властивостей підвіски.

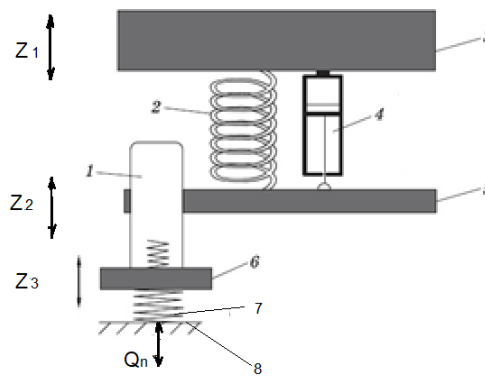
**ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Метою даної роботи є порівняння похибок результатів випробувань підвіски автомобіля, проведених різними методами, при різних значеннях внутрішнього тиску в шині, а також порівняння чутливості методів до зміни поглинаючих властивостей підвіски.

Метод EuSAMA, по суті, є класичним у теорії ідентифікації систем і базується на отриманні амплітудно-частотної характеристики коливань невіднесеної маси автомобіля. У процесі випробувань визначається резонансна частота коливань невіднесеної маси колеса і на цій частоті, використовуючи силові параметри при резонансі, отримують характеристики загасання в підвісці окремого колеса і різниці загасання коліс для осі. Резонансна частота невіднесених мас сучасних легкових автомобілів розташовується в діапазоні 10...18 Гц (63...113 1/с). Амплітуда гармонійних коливань, що збуджують, протягом випробування залишається постійною, а частота змінюється від 25 Гц до повної зупинки. Діагностичним параметром є "коефіцієнт зчеплення", що визначається як відношення мінімальної за цикл вимірювання сили ваги колеса до статичного навантаження, що визначається перед випробуванням.

Фізичний принцип діагностування підвіски резонансним методом менш очевидний. На рис.1 представлена схема стенду, що реалізує резонансний метод. Принципова відмінність від методу EuSAMA полягає в тому, що в силову структуру додатково введена маса опорного майданчика 6 і пружний пристрій майданчика 7. Це означає, що ми маємо тримасову динамічну систему, в якій енергія коливань розподіляється іншим чином, ніж двомасової EuSAMA, що сприяє отриманню якісно інших результатів.

Робота стенду здійснюється таким чином [8]. Коливання  $Q_n$  створюються електродвигуном із неврівноваженою масою; далі коливання  $Z_3$  передаються на опорний майданчик, що у свою чергу, спирається на консольно навантажену балку, що виконує роль пружного пристрою



1 – колесо, 2 – пружний пристрій підвіски, 3 – піднесена маса (кузов), 4 - демпфер ( амортизатор), 5 – невіднесена маса колеса, 6 - опорний майданчик, 7 - пружний пристрій майданчика, 8 – конструктивний елемент передачі сигналу збудження,  $Q_n$  – вид сигналу збудження,  $Z_3$ ,  $Z_2$ ,  $Z_1$  - переміщення маси майданчика, невіднесеної та піднесеної маси автомобіля відповідно.

Рисунок 1 - Схема вібростенду діагностування підвіски автомобіля резонансним методом

Електродвигун після розгону генерує коливання максимальною частотою 10 Гц, після чого частота починає знижуватися. Початкова амплітуда коливань опорного майданчика при цьому дорівнює 6,5 мм, а частота знижується до 2 Гц, скануючи таким чином підвіску автомобіля спектром частот 10...2 Гц. Коли частота коливань, що обурюють, стає рівною власній частоті системи «маса опорного майданчика 6 - пружний пристрій майданчика 7», а це значення частоти близько 10 Гц, виникає явище резонансу і амплітуда коливань майданчика збільшується до значень, що визначаються властивостями, що демпфують систему, тобто поглинаючими властивостями амортизатора та шини. Максимальна амплітуда коливань майданчика фіксується стендом та надалі інтерпретується як діагностичний параметр стану амортизатора. Спрощений діагностичний параметр, що базується на статистиці дослідних даних - процентна оцінка, у цій роботі не розглядається.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для вивчення явищ, що відбуваються в системі «стенд – підвіска колеса» можуть бути використані різні підходи. Натурні дослідження у разі застосування амортизаторів з постійною характеристикою вимагають значних трудовитрат при заміні амортизаторів. При використанні

амортизаторів зі змінною характеристикою демпфування виникають труднощі з ідентифікацією характеристики на кожному етапі дослідження. Виходячи з цих міркувань, у цьому дослідженні прийнято аналітичний підхід. Для цього необхідно скласти математичну модель системи, що розглядається. Розрахункова модель системи представлена на рис.2. Модель містить три маси, послідовно з'єднані у вертикальному напрямку -  $m_1, m_2, m_3$ ; три пружні пристрої -  $c_1, c_2, c_3$  і два пристрої демпфування -  $b_1, b_2$ . Використання пружин з лінійною характеристикою переміщення дозволяє використовувати лінійні динамічні моделі. Наступне припущення стосується впливу на результат випробування іншого колеса осі. Внаслідок незначних переміщень колеса та кузова цим впливом нехтуємо.

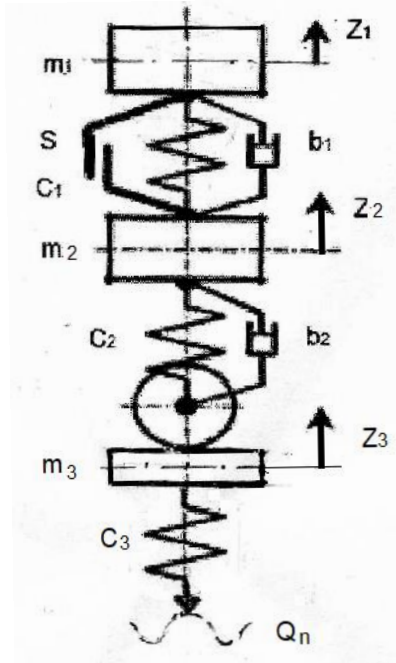


Рисунок 2 - Розрахункова схема системи «стенд – підвіска колеса»

Стан аналізованої системи за наявності збудження  $Q_n$  із боку стенду описується такими диференціальними рівняннями:

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{z}_1 + b_1 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1 \cdot (z_1 - z_2) + s \cdot \operatorname{sgn}(z_1 - z_2) &= 0; \\ m_2 \cdot \ddot{z}_2 + b_2 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + c_2 \cdot (z_2 - z_3) + b_1 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_1 \cdot (z_2 - z_1) + s \cdot \operatorname{sgn}(z_2 - z_1) &= 0; \\ m_3 \cdot \ddot{z}_3 + c_3 \cdot z_3 + b_2 \cdot (\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + c_2 \cdot (z_3 - z_2) &= c_3 \cdot Q_n \end{aligned} \quad (1)$$

У системі рівнянь (1) прийняті такі позначення:

$m_1$  – маса кузова, що припадає на колесо;  $m_2$  – невіднесена маса колеса;  $m_3$  – маса опорного майданчика;  $c_1, b_1$  – жорсткість та демпфування пружини підвіски та амортизатора;  $c_2, b_2$  – вертикальна жорсткість та демпфування в шині;  $c_3$  – жорсткість пружного пристрою майданчика;  $Q_n$  – збудження з боку стенду;  $z_i, \dot{z}_i, \ddot{z}_i$  – узагальнені координати та їх похідні за часом.

Після перетворення рівнянь системи (1) отримаємо:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 &= \frac{1}{m_1} [b_1 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_1 \cdot (z_2 - z_1) + s \cdot \operatorname{sgn}(z_2 - z_1)] \\ \ddot{z}_2 &= \frac{1}{m_2} [b_2 \cdot (\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + c_2 \cdot (z_3 - z_2) - b_1 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - c_1 \cdot (z_2 - z_1) - s \cdot \operatorname{sgn}(z_2 - z_1)] \\ \ddot{z}_3 &= \frac{1}{m_3} [c_3 \cdot (Q_n - z_3) - b_2 \cdot (\dot{z}_3 - \dot{z}_2) - c_2 \cdot (z_3 - z_2)] \end{aligned} \quad (2)$$

Системі рівнянь (2) відповідає комп'ютерна модель у середовищі Matlab/Simulink, рис. 3.

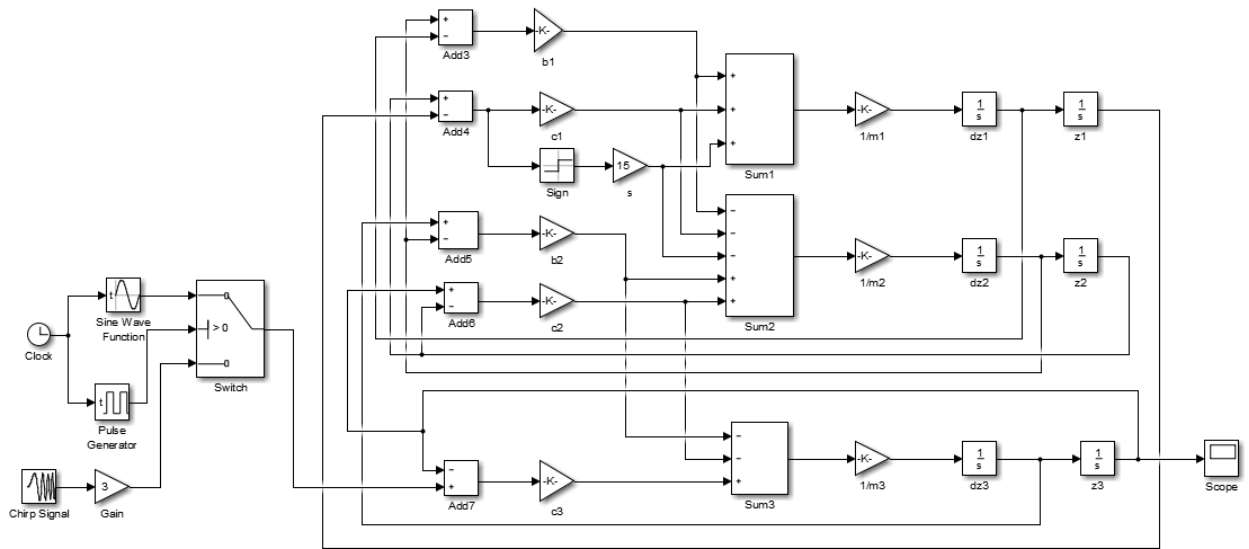


Рисунок 3 - Блок-схема моделі системи «стенд – підвіска колеса»

Для моделювання було прийнято підвіску переднього колеса автомобіля SKODA FABIA 1,6. Параметри моделі представлені у таблиці 1.

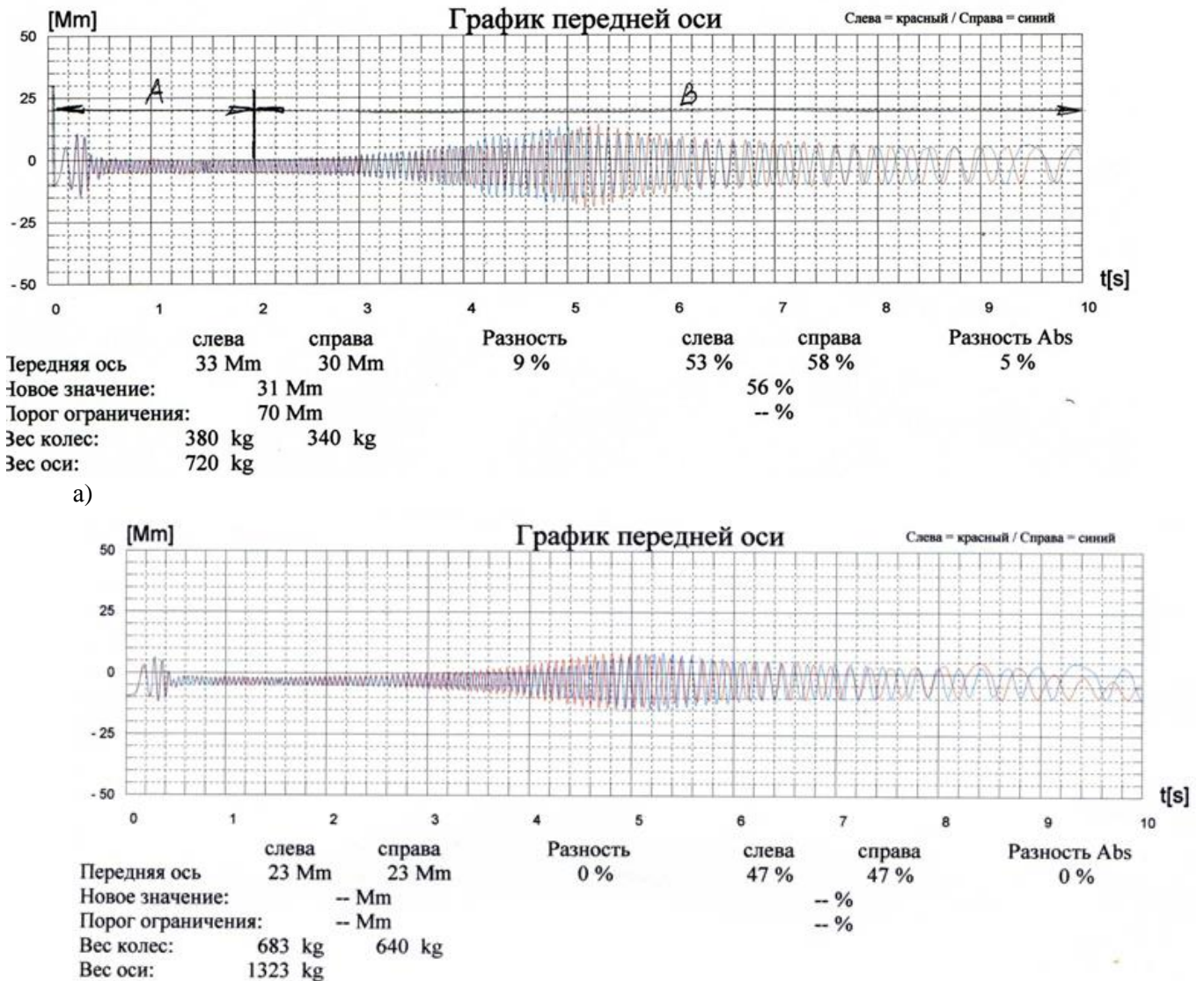
Таблиця 1. Параметри моделі для розрахунку

Показник	Значення	Одиниця виміру
Амплітуда нерівності	$A = 0,00325$	м
Маса кузова	$m1 = 376$	кг
Жорсткість пружини	$c1 = 25000$	Н/м
Демпфірування амортизатора	$b1 = 2750...275$	Н*с/м
Сухе тертя в підвісці	$s = 15$	Н*с/м
Непідресорена маса	$m2 = 35$	кг
Жорсткість шини	$c2 = 373$	кН/м
Демпфірування шини	$b2 = 200$	Н*с/м
Маса опорного майданчика	$m3 = 29$	кг
Жорсткість пружного пристрою майданчика	$c3 = 257$	кН/м

Початок інтегрування – 0 с, кінець інтегрування – 10 с.

Як сигнал збудження підвіски використовується гармонійний сигнал (блок Sine Wave з постійною частотою на початку моделювання і блок Chirp Signal з частотою, що зменшується від початку колювання приводу стенда до його зупинки). Сигнал із постійною частотою відповідає режиму роботи приводу стенда при запасі кінетичної енергії (близько 2 секунд, рис. 4а). Далі підключається модулятор приводу стенду, який поступово знижує частоту колювань опорного майданчика з 10 Гц до 2-х Гц. Отже, тут прийнято суто кінематична модель зниження частоти обурення, тобто модель без урахування природного розсіювання енергії, на противагу тому, як це прийнято у стендах EuSAMA. Для ілюстрації такого рішення було проведено контрольне випробування двох різних типів автомобілів, підвіски яких відрізняються типом, розміром коліс та внутрішнім тиском повітря, радіальним навантаженням на колесо та демпфуванням. Автомобіль

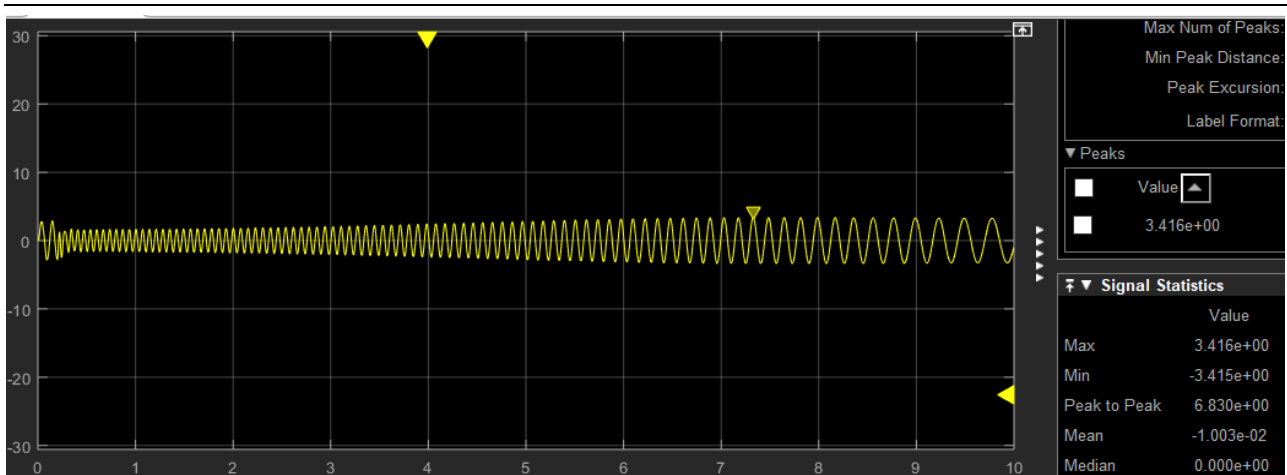
SKODA FABIA був обладнаний пружинною підвіскою, а VW TOUAREG – пневматичною. Результати випробування подано на рис. 4а, 4б. Аналіз протоколів випробувань дозволив зробити висновок про те, що незалежно від перерахованих вище факторів, кількість коливань опорного майданчика за час випробувань протягом 10 секунд залишається постійним і рівним  $119 \pm 1$ . Таким чином, закон загасання коливань опорного майданчика може бути формально описаний параметрами блоку Chirp Signal.



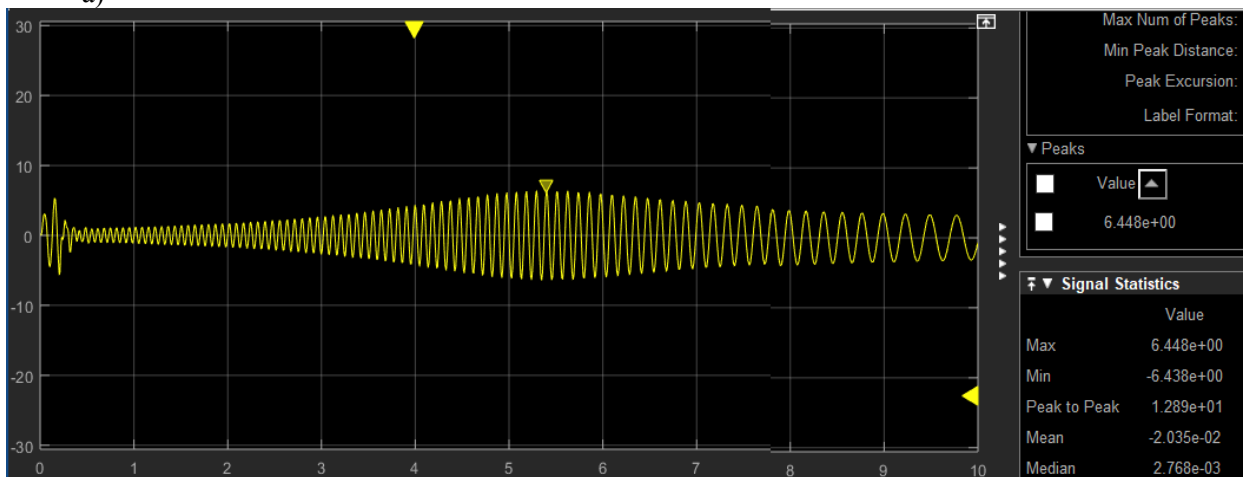
а) SKODA FABIA; б) VW TOUAREG

Рисунок 4 - Протоколи випробувань на стенді MSD 3000 MAXA [8] автомобілів з різним навантаженням на колесо:

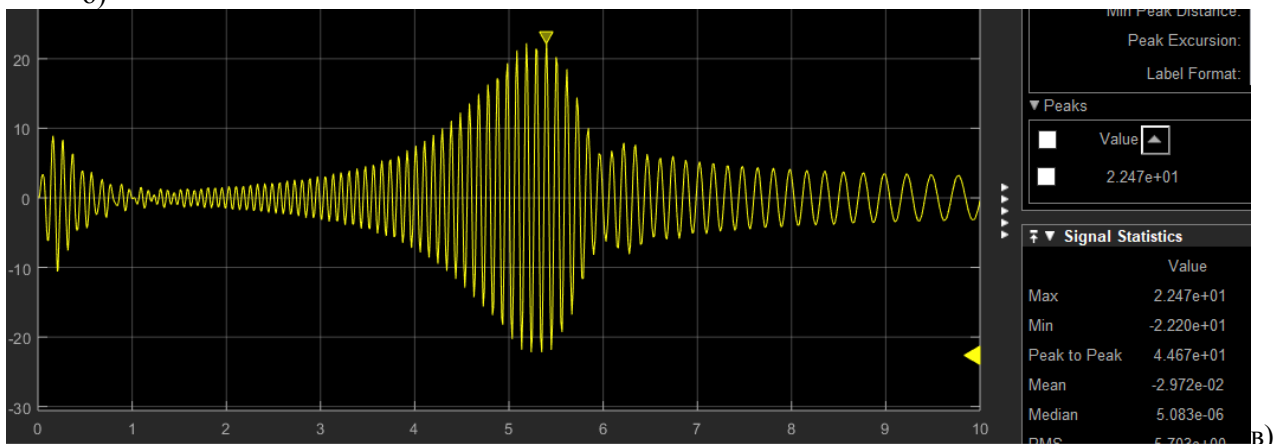
Результати моделювання представлені на рисунках 5а, 5б, 5в.



а)



б)



в)

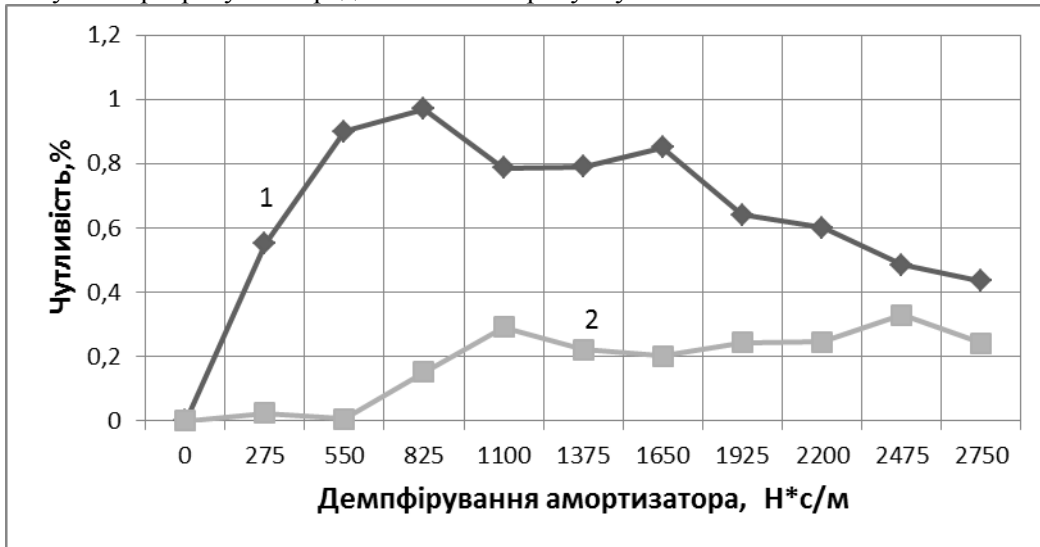
а) при справному амортизаторі ( $b_1=2750 \text{ Н*с/м}$ ), б) амортизатор у прикордонному стані ( $b_1=1100 \text{ Н*с/м}$ ), в) амортизатор у несправному стані ( $b_1=250 \text{ Н*с/м}$ ).

Рисунок 5 - Коливання опорного майданчика

Визначення чутливості та похибки від різної величини тиску повітря в шині застосовувалися дані стендів SDL 260 BOSCH (EuSAMA) [9] та MSD 3000 MAXA (ЄВРОСИСТЕМА). Дані для стенду SDL 260 BOSCH отримані розрахунком на двомасові моделі [10]. Розрахунки проводились для резонансного режиму (на частоті резонансу  $\sim 100 \text{ 1/с}$ ).

Визначення чутливості стендів до зміни демпфуючих властивостей проводилися на всьому діапазоні технічного стану амортизаторів від повністю справного ( $b_1=2750 \text{ Н*с/м}$ ) до несправного ( $b_1=275 \text{ Н*с/м}$ ) з інтервалом зміни 10 % (Діапазон для справного амортизатора  $2750 \dots 1100 \text{ Н*с/м}$ .) Чутливість визначалася відношенням збільшення діагностичного параметра до двохсотого збільшення демпфуючої здатності. Для зіставлення абсолютних величин отриманих даних, що мають

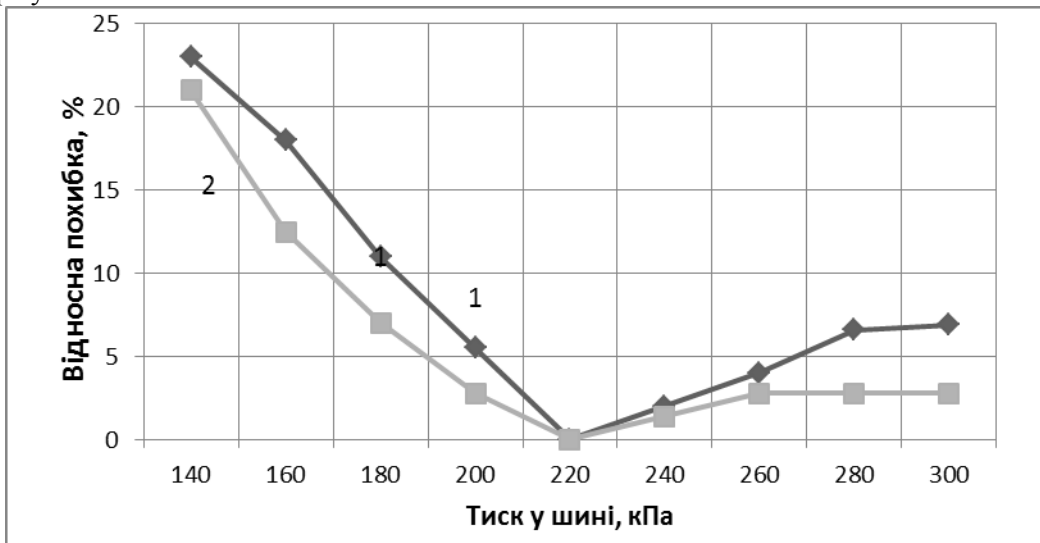
різні розмірності, отримані величини чутливості приводилися до нормованого виду нульової розмірності шляхом розподілу значення діагностичного параметра до значення в розрахунковій точці. Результат розрахунків представлений на рисунку 6.



1 – MSD 3000 MAXA, 2 – SDL 260 BOSCH

Рисунок 6 - Порівняльна характеристика чутливості стандартів

На рисунку 7 представлено характеристику похибки при випробуваннях з різним тиском повітря у шині.



1 – стандарт MSD 3000 MAXA; 2 – стандарт SDL 260 BOSCH

Рисунок 7 - Порівняльна характеристика відносних похибок стандартів при різному тиску в шині

Залежності відносних похибок стандартів розраховувалися при внутрішньому тиску в шині від 140 до 300 кПа при припущенні, що поглинаюча здатність шини незмінна. Внаслідок того, що коефіцієнт демпфування в шині значно менше коефіцієнта демпфування в амортизаторі (в 10-30 разів), цей вплив зазвичай не враховують [11]. Відомо, що таке припущення призводить до похибки переміщення шини до 4 ... 5%..

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Як впливає з рисунка 6, чутливість до несправності амортизатора «резонансного» стандарту СВРОСИСТЕМА помітно вища за стандарт на принципі EuSAMA. Середні значення у всьому діапазоні демпфування для першого стандарту дорівнює 0,705, для другого – 0,154. Можна назвати принаймні дві причини цього результату. По-перше, діагностичний параметр від стандарту EuSAMA\_ - "коефіцієнт зчеплення" розраховується опосередковано, за формулою, куди входить значне за величиною значення вертикального статичного навантаження на колесо. Вимірює стандарт вертикальна динамічна реакція завжди менше значення статичного навантаження. На противагу стандарту EuSAMA,

у стенді ЄВРОСИСТЕМА діагностичним параметром є переміщення майданчика, що безпосередньо вимірюється стендом. По-друге, амплітуда вхідного сигналу стенду ЄВРОСИСТЕМА дорівнює 6,5 мм проти 5 мм у стенду EuSAMA, що сприяє збільшенню відношення сигнал/шум.

Ці ж причини впливають на величину похибки стендів при відхиленні тиску повітря в шині щодо штатного значення 220 кПа. На рисунку 7 представлені криві зміни щодо похибки стендів при зміні тиску в шині. При зниженні тиску (ліва частина діаграми) абсолютні значення похибок є негативними при випробуваннях на стенді ЄВРОСИСТЕМА і позитивні на стенді EuSAMA. При підвищенні тиску у шині (права частина діаграми) спостерігається зворотна картина. Середня величина відносної похибки цього тесту на стенді ЄВРОСИСТЕМА становить 8,6 %, для стенду EuSAMA 6,2 %.

Основні характеристики порівнюваних стендів представлені у таблиці 2.

Таблиця 2. Порівняльні характеристики стендів вібраційного діагностування підвіски

Стенд	EuSAMA SDL 260 BOSCH	Резонансний MSD 3000 МАХА
Функціональні можливості	Контроль демпфування підвіски колеса, вісі, вимірювання ваги коліс та вісі	Контроль демпфування підвіски колеса, вісі, локалізація шумів, вимірювання ваги коліс та вісі
Навантаження на вісь, кН	20,0	22,0
Потужність приводу, кВт	2,5	2 x 1,1
Частота коливань при тестуванні, Гц	25...0	10...2
Середня похибка результату від різного тиску в шині, %	6,2	8,6
Середня чутливість у діапазоні демпфування амортизатора	0,174	0,705

## ВИСНОВКИ

Як випливає з таблиці порівняльних характеристик, «резонансний» стенд і відповідний йому принцип має ширші функціональні можливості, а саме, локалізацію шумів. Також він значно перевершує стенд EuSAMA за чутливістю до зміни демпфування, але поступається у величині похибки результату різного тиску в шині. Дані отримані розрахунковим шляхом у вигляді імітаційного моделювання.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Daniel Graupe. Identification of System. Colorado State University, Fort Collins. Robert E. Krieger Publishing Company. Huntington. New York, 1976.

2. [SAT USB M-TRONIC Тестер амортизаторов на автомобиле](https://www.m-tronic-dt.de/index.php?option=com_content&view=article&id=7&Itemid=3&lang=ru) : вебсайт. URL: [https://www.m-tronic-dt.de/index.php?option=com\\_content&view=article&id=7&Itemid=3&lang=ru](https://www.m-tronic-dt.de/index.php?option=com_content&view=article&id=7&Itemid=3&lang=ru) (дата звернення 17.04.2023)

3. 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.

4. [Діагностичне обладнання](https://ukrbukva.net/print/page,1,18804-Diagnosticheskoe-oborudovanie.html) : вебсайт. URL: <https://ukrbukva.net/print/page,1,18804-Diagnosticheskoe-oborudovanie.html> (дата звернення 27.06.2023)

5. Рабинович Э. Х. Техническая эксплуатация автомобилей (раздел «Организация обслуживания и ремонта автомобилей»): Конспект лекций. – Харьков, ХНАДУ, 2004. – 60с.

6. Практична робота №7 «Діагностування ходової частини» : вебсайт. URL: [https://elib.lntu.edu.ua/sites/default/files/elib\\_upload/%D0%B5%D0%BD%D0%BF%20%D1%82%D0%B0%D1%80%D0%B0%D1%81%D1%8E%D0%BA/other/praktichna\\_robota\\_7.pdf](https://elib.lntu.edu.ua/sites/default/files/elib_upload/%D0%B5%D0%BD%D0%BF%20%D1%82%D0%B0%D1%80%D0%B0%D1%81%D1%8E%D0%BA/other/praktichna_robota_7.pdf) (дата звернення 27.06.2023).

7. Методи контролю технічного стану підвісок автомобілів: вебсайт. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2021/paper/viewFile/10989/9313> (дата звернення 27.06.2023)



8. 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 27.06.2023)
9. Линия диагностики BOSCH SDL 260 : вебсайт. URL: <https://manualzz.com/doc/32399764/bsa-sdl--> (дата звернення 17/04/2023)
10. Дитятьєв О. В. Про похибку стендового контролю підвіски / О.В. Дитятьєв, Рева В.Б. // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк. Луцький НТУ, 2022. - №2(19) – С 81-88. DOI 10.36910/automash.v2i19.906.
11. Prof. Dipl.-Ing. Joensen Reimpel. Fahrwerktechnik: Stosssdaempfer, Stoss- und Schwingungsdaempfer, Feder- und Daempferbeine – Konstruktion und Einbau. Vogel – Buchverlag, Wuerzburg, 1983.

## REFERENCES

1. Daniel Graupe. Identification of System. Colorado State University, Fort Collsns. Robert E. Krieger Publishing Compani. Huntington. New York, 1976.
2. SAT USB M-TRONIC Tester amortizatorov na avtomobile : vebsayt. URL: [https://www.m-tronic-dt.de/index.php?option=com\\_content&view=article&id=7&Itemid=3&lang=ru](https://www.m-tronic-dt.de/index.php?option=com_content&view=article&id=7&Itemid=3&lang=ru) (data zvernennya 17.04.2023)
3. Tehnicheskoe obsluzhivanie, remont i hranenie avtotransportnyih sredstv: Uchebnik: V 3 kn. K.: Vyischa shk., 1991. – Kn. 1. Teoreticheskie osnovyi. / V.E. Kanarchuk, A.A. Ludchenko, I.P. Kurnikov, I.A. Luyk. – 359 s. : il.
4. Diahnostychnе obladnannia : vebsait. URL: <https://ukrbukva.net/print:page,1,18804-Diagnosticheskoe-oborudovanie.html> (data zvernennia 27.06.2023)
5. Rabinovich E. H. Tehnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley (razdel «Organizatsiya obsluzhivaniya i remonta avtomobiley): Konspekt lektsiy. – Harkov, HNADU, 2004. – 60s.
6. Praktychna robota №7 «Diahnostuvannia khodovoi chastyny» : vebsait. URL: [https://elib.lntu.edu.ua/sites/default/files/elib\\_upload/%D0%B5%D0%BD%D0%BF%20%D1%82%D0%B0%D1%80%D0%B0%D1%81%D1%8E%D0%BA/other/praktichna\\_robota\\_7.pdf](https://elib.lntu.edu.ua/sites/default/files/elib_upload/%D0%B5%D0%BD%D0%BF%20%D1%82%D0%B0%D1%80%D0%B0%D1%81%D1%8E%D0%BA/other/praktichna_robota_7.pdf) (data zvernennia 27.06.2023).
7. Metody kontroliu tekhnichnoho stanu pidvisok avtomobiliv: vebsait. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2021/paper/viewFile/10989/9313> (data zvernennia 27.06.2023)
8. MSD 3000 Stend proverki dempfiruyuschih svoystv podvesok avtomobiley : vebsait. URL: <https://autom.com.ua/ru/stend-proverki-amortizatorov-msd-3000-euro-maha-germaniya> (data zvernennia 27.06.2023).
9. Liniya diagnostiki BOSCH SDL 260 : vebsayt. URL: <https://manualzz.com/doc/32399764/bsa-sdl--> (data zvernennya 17/04/2023)
10. Dityatyev O. V. Pro pohibku stendovogo kontrolyu pidviski / O.V. Dityatyev, Reva V.B. // Suchasni tehnologiyi v mashinobuduvanni ta transporti. Naukoviy zhurnal. – Lutsk. Lutskiy NTU, 2022. - #2(19) – S 81-88. DOI 10.36910/automash.v2i19.906.
11. Prof. Dipl.-Ing. Joensen Reimpel. Fahrwerktechnik: Stosssdaempfer, Stoss- und Schwingungsdaempfer, Feder- und Daempferbeine – Konstruktion und Einbau. Vogel – Buchverlag, Wuerzburg, 1983.

### ***O. Dityatyev, About the question of selection of the type of vibrostand for diagnostics of vehicle suspension.***

Determining the technical condition of the suspension, diagnosing shock absorbers can be considered as a classic task of identifying the parameters of an oscillatory system. To solve this problem, a procedure using input test signals in the form of a pulse, a step signal or a harmonic signal of different frequencies is usually used. All these possibilities have been used in various periods of time, however, at present, for a number of reasons, car service equipment manufacturers prefer stands with a test harmonic signal. Two types of such stands are produced. The first of them, based on the principle of resonance excitation, is called resonant. The second type, which is based on the high-frequency resonance of the sprigless part of the wheel, is called the EuSAMA method. The principles of construction, features of work, diagnostic parameters of stands are widely covered in the literature. The use of resonance phenomena, the use of test harmonic signals, the identical appearance of the stands largely mislead the users of the stands and do not contribute to

a competent and informed purchase. This work is devoted to a comparative analysis of some of the main characteristics of the stands and the conclusions of the work may be useful to car service technologists when choosing equipment. Based on considerations of the labor intensity of preparatory operations during full-scale tests, an analytical approach is adopted in this study. Of the two types of stands, the stand based on the resonant principle is more complex. Its block diagram contains three masses, three elastic devices and two damping devices. In this work, a system of three equations of force interaction and a computer model in the Matlab/Simulink environment is compiled. As a result of the simulation, comparative characteristics of sensitivity and error were obtained for different internal pressure of the wheel of the representatives of the "resonant" and EuSAMA stands.

**Keywords:** resonant vibration stands, eusama, modeling, comparative characteristics of sensitivity, errors.

*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](mailto:alex-dit@ukr.net)

*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](mailto:alex-dit@ukr.net)

DOI 10.36910/automash.v2i21.1213