

Дитятьєв О.В., Рева В.Б.

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

Принцип дії популярних стендів для контролю стану підвіски автомобіля полягає в прикладанні до колеса тестових сигналів та реєстрації відгуку підвіски. Вихідні параметри при контролі мають значні діапазони, що є передумовами аналізу похибок стендів. У цій роботі досліджувалась похибка методу за стандартом EUSAMA, природою якої є різний тиск повітря у шині. Зв'язок тиску в шині з жорсткістю встановлювався за формулою В.Л. Бідермана. Як об'єкт дослідження використовувалася підвіска автомобіля SKODA FABIA. Дослідження проводилося шляхом моделювання. Попередньо, для оцінки адекватності моделі, автомобіль та його підвіску тестували на стеді BOSCH SDL 260 (стандарт EUSAMA). Як модель використовувалася відома двомасова модель. Моделювання проводилося серед MATLAB SIMULINK. Отримано амплітудно-частотні характеристики залежності контрольованого параметра для 4-х значень тиску в шині: 200; 210; 220; 280 кПа. В результаті дослідження отримано такі висновки. Зниження тиску в шині на 10 кПа (з 210 до 200 кПа - на 4,8%) призводить до збільшення «коефіцієнта зчеплення» на 5%. Цій же величині відповідає похибка, що з'явилася. Збільшення тиску в шині відносно рекомендованого на 10 кПа спричиняє зменшення «коефіцієнта зчеплення» на 2,2 %. Відповідно зростає похибка результату діагностування. Нарешті, якщо тиск у шині буде 280 кПа (збільшення на 33,3%), це призведе до зниження «коефіцієнта зчеплення» на 15,6% і до того ж збільшення похибки результату випробування. Всі оцінки похибок проводилися при частоті, близькою до резонансної 100 1/с.

Ключові слова: випробування підвіски, метод eusama, тиск в шині, похибка.

ВСТУП

Для контролю параметрів підвіски легкових автомобілів у великих СТО незалежних ремонтників та офіційних дилерів широко використовуються стаціонарні майданчикові стенди – шок-тестери. Принцип їх дії полягає у додатку до підвіски автомобіля через майданчик стенду силового тестового сигналу та реєстрація реакції підвіски. Використовується тестовий сигнал як переміщення майданчика за законом синуса (гармонічний сигнал). Як вихідні параметри використовуються амплітуди коливань коліс, вертикальна сила тиску колеса на майданчик, «коефіцієнт зчеплення» колеса та опорної поверхні, фазові параметри коливання. Референтні значення як для справного стану підвіски, так і для несправного мають значні діапазони, що свідчить про вплив відомих і невідомих факторів.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Стендовий контроль підвіски можливий двома методами – за стандартом EUSAMA (European association of shock absorber manufacturer – Європейський союз виробників амортизаторів) та за стандартом «ЄВРОСИСТЕМА» (BOGE, MANA, SACHS та ін.) [1]. В обох методах діагностування підвіски – складної коливальної системи – як тестовий використовується гармонійний сигнал [2]. Відповідно, на ринку представлені два види стендів, які реалізують ці методи. Обидва методи та обидва типи стендів використовуються в тому числі в гарантійній роботі СТО при аналізі інциденту та кваліфікації його як гарантійний випадок. Крім того, від стану підвіски значною мірою залежить безпека руху та комфортабельність автомобіля. [3]. Це накладає високі вимоги до точності стенду та достовірності результатів діагностування. Однак на результати діагностування впливають стан шарнірів, пружин, стабілізаторів, тиск у шинах та ін. [4] Характер впливу цих чинників не встановлений.

Для аналізу джерел похибок необхідно розглянути основні принципи методів.

Метод EUSAMA є стандартом, ухваленим у країнах Європейської Співдружності. За стандартом EUSAMA підвіска автомобіля представляється як класична двомасова система, у складі якої є два пружні пристрої, а зовнішнє підбурення підводиться до майданчика, на яку спирається шина, рис.1.

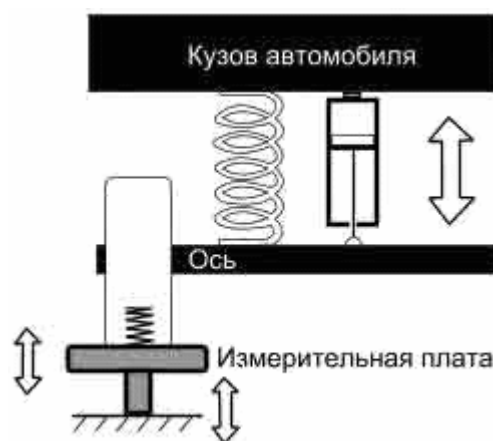


Рисунок 1 - Схема навантаження підвіски за стандартом EUSAMA

Як оцінний параметр тут використовується мінімальний «коефіцієнт зчеплення», рівний відношенню мінімальної за цикл випробувань вертикальної реакції на колесі до статичного навантаження на колесо. «Коефіцієнт зчеплення вимірюється у відсотках». Значення «коефіцієнта зчеплення» з ґрунтом показує, наскільки добре чи погано підвіска коліс може гарантувати контакт із дорогою, зокрема і при несприятливих умовах. Статичне навантаження визначається до випробувань, а мінімальна вертикальна реакція спостерігається в момент, коли частота загасаючих коливань стенду проходить резонансну частоту безпружинних частин автомобіля (7...12Гц) [5]. Таким чином, метод більше орієнтований для контролю параметрів безпеки руху. Для діагностування демпфуючих властивостей підвіски додатково вимірюють мінімальний фазовий кут між вертикальною реакцією колеса та переміщенням майданчика.

Щодо похибок методу, в інструкції з експлуатації подібних стендів зазначено, що результат випробувань залежить від тиску повітря в шинах, тому перед початком випробувань необхідно перевірити та довести тиск повітря до норми. Крім тиску в шинах, додаткову похибку в результат випробувань може внести суттєве відхилення маси, що припадає на колесо та неправильний заїзд на стенд.

Структурна схема стенду за стандартом «ЄВРОСИСТЕМА» подібна до розглянутого стенду, однак у своєму складі має додатковий пружний пристрій, розташований між майданчиком і опорною поверхнею, при цьому опорна поверхня через цей пружний пристрій призводить до збудження майданчик стенду. Жорсткість пружного пристрою в 5-6 разів менша за жорсткість шини, що призводить до коливань шини як жорсткого тіла, що не деформується. Повідомляється, що таке рішення при прогрітих амортизаторах не призводить до збільшення похибки випробувань при коливаннях тиску повітря в шинах $\pm 30\%$ від номінального значення.

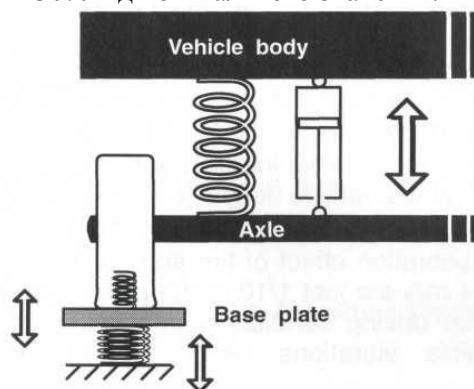


Рисунок 2 - Схема навантаження підвіски за стандартом «ЄВРОСИСТЕМА»

Як параметр оцінки стану підвіски використовується амплітуда переміщення майданчика.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Як зазначалося, метод за стандартом EUSAMA чутливий до багатьох чинників. Кількісні результати діагностування неконкретні та критерії оцінки мають великі допуски. Наприклад, для автомобіля з повною масою до 1399 кг: добре - 60...100%, достатньо - 40...59%, недостатньо -

20...39%, погано - 0...19%. До можливих причин слід віднести значну кількість неконтрольованих і контрольованих факторів, у тому числі вже згадуваний тиск повітря в шинах.

У цій роботі поставлена мета провести кількісну оцінку похибок, які з'являються при діагностуванні підвіски стандартом EUSAMA, внаслідок відхилень тиску повітря в шині від значень, що рекомендуються. Для визначення величини пов'язаних із цим явищем похибок використовувався розрахунковий метод, що ґрунтується на імітаційній моделі. В якості об'єкта досліджень був обраний автомобіль SKODA FABIA 1,6, укомплектований шинами 195/55 R15 86 T із запропонованим виробником тиском у шинах 210 кПа при половинному навантаженні. Розрахунок проводився для чотирьох значень твердості шин, що відповідають тиску в шинах: 200, 210, 220 і 280 кПа. Таким чином, оцінювалися похибки, що з'являються при відхиленні тиску ± 10 кПа від значення, що рекомендується. Тиск 280 кПа рекомендований виробником для повного завантаження автомобіля. Розрахунок для цього варіанта проводився з припущенням, що автомобіль надійшов на діагностику після завершення завдання з невідкоригованим тиском у шинах.

Розрахунок жорсткості шини при різному внутрішньому тиску проводився за відомою формулою В.Л. Бідермана [5]:

$$2c_2 = \frac{P}{f_{uw}} \left(2 - C \frac{P}{p_{uw} f_{uw}} \right);$$

де c_2 – жорсткість шини; P – навантаження на шину; f_{uw} - прогин шини; p_{uw} - тиск повітря в шині; C – коефіцієнт.

У розрахунках прийнято такі значення: $P = 5300$ Н; $f_{uw} = 0,0149$ м; $C = 0,0059$. Величини тиску повітря у шині та відповідні жорсткості наведені у таблиці 1.

Таблиця 1. Відповідність тиску повітря у шині її розрахункової жорсткості

Тиск повітря у шині p_{uw} , кПа	Жорсткість $2c_2$, кН/м
200	338
210	353
220	373
280	448

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Методика досліджень передбачала контроль параметрів та отримання необхідних даних для розрахунку коливань передньої підвіски на стенді BOSCH SDL 260. Стенд побудований на основі стандарту EUSAMA та дозволяє виміряти такі параметри:

- Різницю в ефективності роботи: підвіски для коліс однойменної осі;
- Ефективність підвіски в цілому з точки зору зчеплення з дорогою та для кожного колеса окремо, за допомогою вимірювання мінімального значення динамічної сили підтримки.

Стенд складається із двох платформ. Для вимірювання вони по черзі прискорюються двигуном до максимальної частоти 25 Гц. При вимірюванні, яке починається після вимкнення двигуна, відповідна платформа приводиться в рух за інерцією тільки маховою масою [6]. Сила контакту з поверхнею колеса вимірюється під час коливального процесу вбудованими датчиками.

Протокол випробувань підвіски SKODA FABIA представлений на рис. 3

Стенд контролю підвіски коліс відчуває не тільки амортизатор, а повністю всі компоненти підвіски: елементи жорсткості (пружини), зчленування важелів, стабілізаторів поперечної стійкості та ін.

Дійсно, відносний коефіцієнт загасання підвіски ψ , що характеризує властивості, що демпфують, дорівнює:

$$\psi = \frac{h}{\omega} = \frac{k}{\sqrt{2cM}}, \quad (1)$$

де h - коефіцієнт опору підвіски; k – коефіцієнт опору амортизатора; c – жорсткість пружного пристрою; M – маса підресорених елементів.

Отже, на загасання коливань впливає як опір амортизатора, так й співвідношення параметрів підвіски.

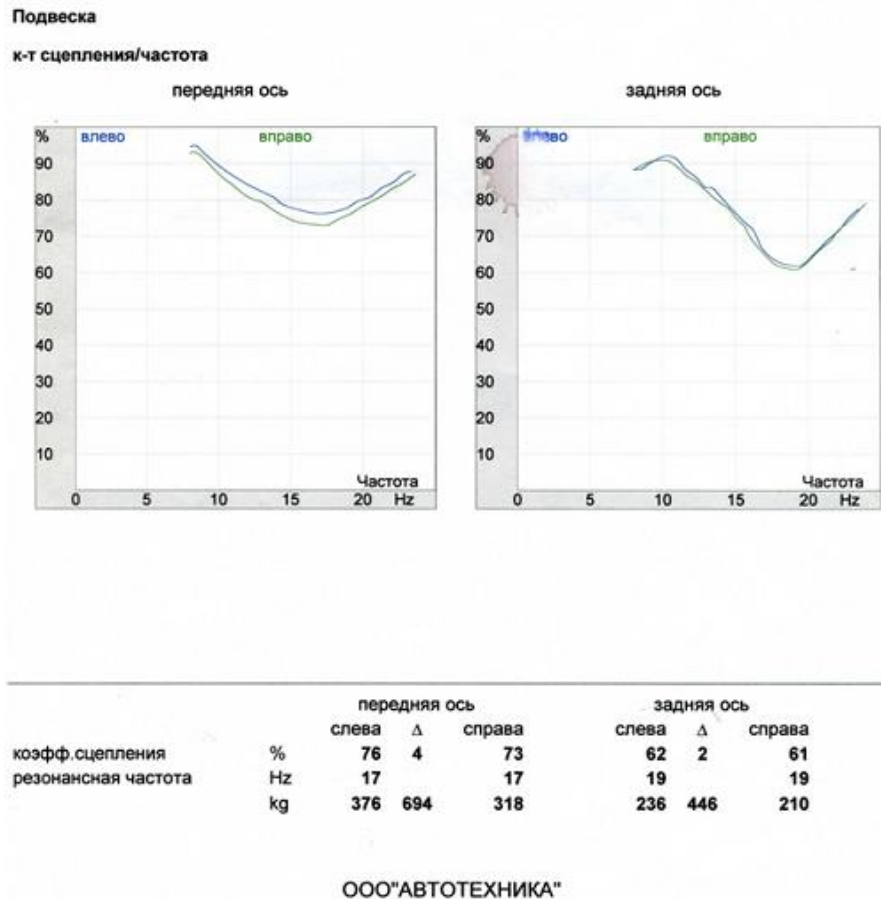


Рисунок 3 - Протокол випробувань підвіски автомобіля SKODA FABIA 1,6

Як модель підвіски колеса була обрана класична двомасова модель [7,8]. Розрахункова схема підвіски дана на рис. 4.

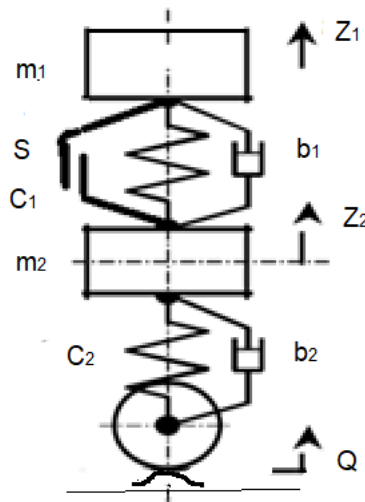


Рисунок 4 - Розрахункова схема підвіски

Модель описує вертикальні коливання кузова автомобіля з двома типами пружного пристрою – пружини та шини. Шина опирається на площадку стенду, площадка здійснює вертикальні синусоїдальні коливання $Q(t)$ із заданою амплітудою.

Рівняння руху системи, що розглядається, за наявності обурення з боку майданчика стенду описується наступними диференціальними рівняннями:

$$\begin{aligned}
 m_1 \cdot \ddot{z}_1 + b_1 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1 \cdot (z_1 - z_2) + s \cdot \text{sgn}(z_1 - z_2) &= 0; \\
 m_2 \cdot \ddot{z}_2 + b_2 \cdot \dot{z}_2 + b_1 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2 \cdot z_2 + c_1 \cdot (z_2 - z_1) + s \cdot \text{sgn}(z_2 - z_1) &= b_2 \cdot \dot{Q} + c_2 \cdot Q;
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

де m_1 - маса кузова, приведена до одного колеса; m_2 - невідресорена маса підвіски; c_1, b_1 - жорсткість і демпфірування в шині; c_2, b_2 - жорсткість і демпфірування в пружині і в амортизаторі; $Q(t)$ - обурення з боку майданчика; $z_1, \dot{z}_1, \ddot{z}_1$ - узагальнені координати і їх похідні за часом.

Рівняння (2) наводиться до вигляду:

$$\begin{aligned}\ddot{z}_1 &= -\frac{1}{m_1}(b_1 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1 \cdot (z_1 - z_2) + s \cdot \text{sgn}(z_1 - z_2)), \\ \ddot{z}_2 &= -\frac{1}{m_2}(b_2 \cdot \dot{z}_2 + b_1 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2 \cdot z_2 + c_1 \cdot (z_2 - z_1) + s \cdot \text{sgn}(z_2 - z_1) - b_2 \cdot \dot{Q} - c_2 \cdot Q); \quad (3)\end{aligned}$$

Як джерело зовнішнього обурення використовуємо гармонійне коливання, що відповідає умовам випробувань на стенді:

$$Q(t) = A \cdot \sin(\omega t + \varphi), \quad (4)$$

де A - амплітуда коливання майданчика стенду, м; ω - частота обурення, 1/с; φ - фаза обурення, рад.

Математичній моделі відповідає блок-схема у середовищі SIMULINK, рис. 5.

Блок-схема містить за кількістю рівнянь два суматора Sum 1, Sum 2 і по два інтегратори в кожній лінії, на виході яких формується сигнали переміщень безпружинної і підресореної частини. Сигнали переміщень, будучи помноженими на твердості шини Gain і пружини підвіски Gain 1, дають значення сил, що діють у відповідному контурі.

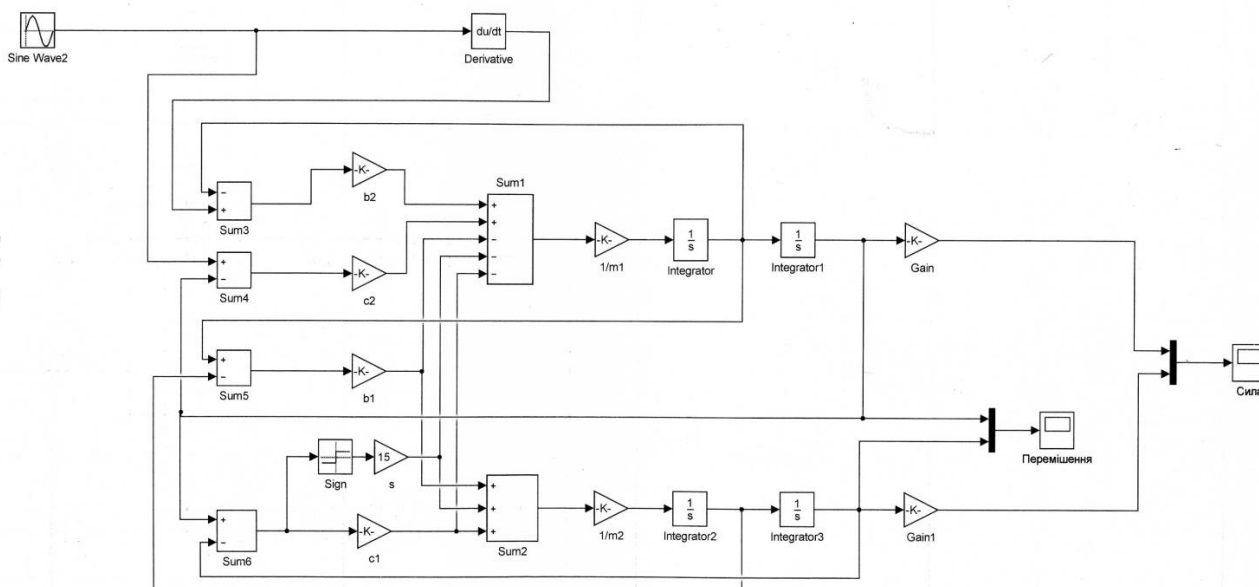


Рисунок 5 - Блок-схема моделі підвіски колеса

Для моделювання використані наступні вихідні дані з таблиці 2.

Результати моделювання подано на рис. 6. На графіку як аргумент прийнята кругова частота в рад/с,

$$\omega = 2\pi f,$$

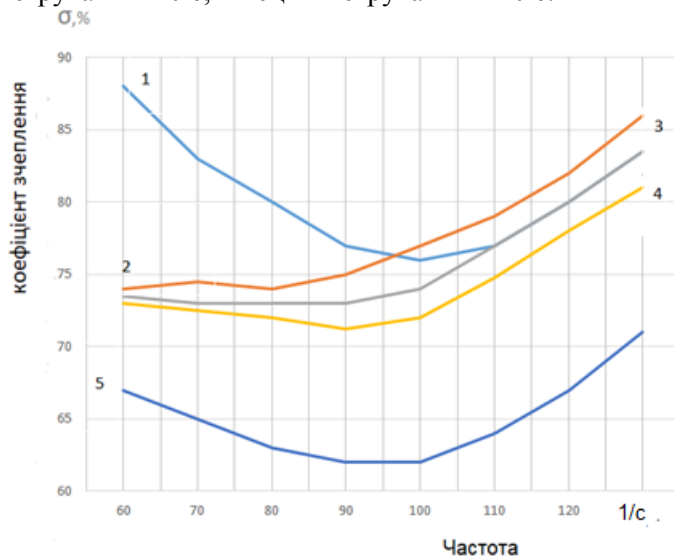
де f - циклічна частота в Гц.

Таблиця 2. Вихідні дані для розрахунку

Показник	Значення	Одиниця виміру
Амплітуда нерівності	$A = 0,0025$	м
Маса кузова	$m_1 = 376$	кг
Жорсткість пружини	$c_1 = 35000$	Н/м
Демпфірування амортизатора	$b_1 = 2750$	Н*с/м

Сухе тертя в підвісці	$s = 15$	H^*c/m
Підресорена маса	$m_2 = 35$	кг
Жорсткість шини	$c_2 = 338; 353; 373; 448$	кН/м
Демпфірування шини	$b_2 = 200$	H^*c/m

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



1 – експериментальна характеристика «зчеплення», взята зі стенда при $p_{ш} = 210$ кПа. Розрахункові характеристики: 2 - при $2c_2 = 338$ кН/м; 3 – при $2c_2 = 353$ кН/м; 4 – при $2c_2 = 373$ кН/м; 5 – при $2c_2 = 448$ кН/м (див. таблицю 1)

Рисунок 6 - Залежність «коефіцієнта зчеплення» від частоти вимушених коливань за різної розрахункової жорсткості шин

По вертикальній осі відкладено «коефіцієнт зчеплення» σ , що дорівнює відношенню мінімальної за цикл випробувань вертикальної реакції на колесі до статичного навантаження на колесо.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Зі збільшенням жорсткості шини збільшується резонансна частота коливань. Це свідчить про працездатність розрахункової моделі. При зміні жорсткості з $2c_2 = 338$ кН/м до 448 кН/м, резонансна частота змінюється з 85 до 100 1/с.

Порівняння характеру перебігу експериментальної характеристики, (крива 1) та характеристики, отриманої в результаті моделювання при тій же жорсткості шини (крива 3), показує, що у дорезонансній області зі зниженням частоти впливу на колесо відхилення «коефіцієнта зчеплення» експериментального та розрахункового зростає, досягаючи при 60 1/с 16,5%. Те саме відхилення, яке можна інтерпретувати як похибку розрахункової моделі, на резонансній частоті 107 1/с становить 1,6 %, а в зарезонансній області, починаючи з 110 1/с, відхилення дорівнює нулю. У цій роботі оцінки похибок контролю підвіски за різних величин тиску в шині проводилися на частоті, близької до резонансної та рівної 100 1/с.

ВИСНОВКИ

Аналіз отриманих залежностей дозволяє зробити такі висновки.

Зниження тиску в шині на 10 кПа (з 210 до 200 кПа - на 4,8 %) призводить до збільшення «коефіцієнта зчеплення» на 5 %. Цій же величині відповідає похибка, що з'явилася. Збільшення тиску в шині, відносно рекомендованного, на 10 кПа спричиняє зменшення «коефіцієнта зчеплення» на 2,2 %, що можна порівняти з похибкою розрахункової моделі. Нарешті, якщо тиск у шині буде 280 кПа (збільшення на 33,3 %), це призведе до зниження «коефіцієнта зчеплення» на 15,6 % і до того ж збільшення похибки результату випробування.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Методы диагностирования амортизаторов и подвески // *ustroistvo-avtomobilya* : вебсайт. URL: <https://ustroistvo-avtomobilya.ru/diagnostirovanie/metody-diagnostirovaniya-amortizatorov-i-podveski/> (дата звернення 24.09.2022).
2. Гроп Д. Методы идентификации систем, пер. с англ. М: Мир, 1979. 294 с.
3. Логунов А.В., Берсенёв А.Л. Возможности виброакустического исследования и диагностики автотранспортных средств. [DOI 10.18522/2311-3103-2021-1-165-174](https://doi.org/10.18522/2311-3103-2021-1-165-174) (дата звернення 24.09.2022).
4. Доморозов А.Н., Нгуен Ван Ньянь. Анализ методов диагностирования технического состояния подвески АТС на современных вибростендах // *cyberleninka* : вебсайт. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/analiz-metodov-diagnostirovaniya-tehnicheskogo-sostoyaniya-sistem-podvesok-ats-na-sovremennyh-vibrostendah> (дата звернення 24.09.2022).
5. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. : монографія. 3-е изд. Москва : Машиностроение, 1972. 392 с.
6. Руководство по эксплуатации. Сервисная линия диагностики SD 26x // *pandia* : вебсайт. URL: <https://pandia.ru/text/77/342/99071.php> (дата звернення 24.09.2022).
7. Моделирование в системе SIMULINK // *mathmod* вебсайт. URL : : <http://mathmod.narod.ru/models/Simul1/Simul1.htm> (дата звернення 24.09.2022).
8. Гурский Н. Н., Кадер Карамии. Моделирование и оптимизация колебаний подвески автомобиля. Вестник Белорусского национального технического университета : 2010. №1. С.44-47. URL: rep.bntu.by/bitstream/han...1250/44-47.pdf?sequence=1 (дата звернення 24.09.2022).

REFERENCES

1. Metody diagnostirovaniya amortizatorov i podveski // *ustroistvo-avtomobilya* : vebсайт. URL: <https://ustroistvo-avtomobilya.ru/diagnostirovanie/metody-diagnostirovaniya-amortizatorov-i-podveski/> (data zvernennja 24.09.2022).
2. Grop D. Metody identifikacii sistem, per. s angl. M: Mir, 1979. 294 s.
3. Logunov A.V., Berseniov A.L. Vozmozhnosti vibroakusticheskogo issledovaniya i diagnostiki avtotransportnyh sredstv. DOI 10.18522/2311-3103-2021-1-165-174 (data zvernennja 24.09.2022).
4. Domorozov A.N., Nguen Van N'an'. Analiz metodov diagnostirovaniya tehniceskogo sostojaniya podveski ATS na sovremennyh vibrostendah // *cyberleninka* : vebсайт. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/analiz-metodov-diagnostirovaniya-tehnicheskogo-sostoyaniya-sistem-podvesok-ats-na-sovremennyh-vibrostendah> (data zvernennja 24.09.2022).
5. Rotenberg R.V. Podveska avtomobilja. : monografija. 3-e izd. Moskva : Mashinostroenie, 1972. 392 s.
6. Rukovodstvo po jekspluatacii. Cervisnaja linija diagnostiki SD 26x // *pandia* : vebсайт. URL: <https://pandia.ru/text/77/342/99071.php> (data zvernennja 24.09.2022).
7. Modelirovanie v sisteme SIMULINK // *mathmod* vebсайт. URL : : <http://mathmod.narod.ru/models/Simul1/Simul1.htm> (data zvernennja 24.09.2022).
8. Gurskij N. N., Kader Karami. Modelirovanie i optimizacija kolebanij podveski avtomobilja. Vestnik Belorusskogo nacional'nogo tehniceskogo universiteta : 2010. №1. S.44-47. URL: rep.bntu.by/bitstream/han...1250/44-47.pdf?sequence=1 (data zvernennja 24.09.2022).

O. Dityatyev, V. Reva. About the error of the bench control of the suspension

The principle of operation of popular suspension test benches is to apply test signals to the wheel and record the suspension response. The output parameters have a significant range, which is a prerequisite for the analysis of the benches' errors. In this work, the error of the method according to the EUSAMA standard was investigated, the nature of which is different air pressure in the tire. The relationship between tire pressure and stiffness was established according to the W. Biedermann formula. The suspension of SKODA FABIA car was used as an object of research. The study was conducted by simulation. Preliminarily, to estimate adequacy of the model, the car and its suspension were tested on BOSCH SDL 260 (EUSAMA standard). The well-known two-mass model was used as a model. Modeling was done in MATLAB SIMULINK environment. The amplitude-frequency characteristics of the dependence of the control parameter were obtained for 4 tire pressure values: 200; 210; 220; 280 kPa. As a result of the study, the following conclusions were obtained.

Reducing the tire pressure by 10 kPa (from 210 to 200 kPa - by 4.8%) leads to an increase in the "coefficient of adhesion" by 5%. The same value corresponds to the error that appeared. Increasing the pressure in the tire relative to the recommended by 10 kPa causes a decrease in the "coefficient of adhesion" by 2.2%. Accordingly, the error of the diagnostic result will increase. Finally, if the pressure in the tire is 280 kPa (33.3% increase), it will lead to a decrease in the "coefficient of adhesion" by 15.6% and the same increase in the error of the test result. All error estimates were made at a frequency close to the resonant frequency of 100 1/s.

Keywords: suspension test, eusama method, tire pressure, error.

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.

РЕВА Владислав Борисович, магістрант автомобільного факультету, Харківський національний автомобільно-дорожній університет e-mail: vladreva0@gmail.com

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.

Vladislav REVA – Master of Automotive Department, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: vladreva0@gmail.com

DOI 10.36910/automash.v2i19.906