

## ВИКОРИСТАННЯ ВДОСКОНАЛЕНОЇ МОДЕЛІ КОЛИВАНЬ АВТОМОБІЛЯ ДЛЯ ПОБУДОВИ І АНАЛІЗУ АЧХ

Рожков С. П.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

*Проведено побудова й аналіз АЧХ вертикальних коливань центру мас автотранспортного засобу.*

**Постановка проблеми.** Для ефективного керування плавністю руху автомобіля необхідно розробити математичну модель вертикальних коливань, яка враховує вплив нерівності дорожньої поверхні на обидві осі автомобіля. Розв'язання цієї задачі дозволить демпфірувати вертикальні коливання автомобіля в процесі їх виникнення.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Використання математичної моделі вертикальних коливань запропонованої у роботі [1] не дозволяє визначити АЧХ вертикальних коливань центра мас автомобіля. Використання численних методів для вирішення системи диференціальних рівнянь не дозволяє узагальнити отримані результати.

**Мета статті.** Метою статті є розвинення математичної моделі [1] коливань автомобіля та побудова і аналіз АЧХ коливання центру мас.

**Основні матеріали дослідження.** З попередніх досліджень відомо, що вертикальні коливання автомобіля можуть бути описані системою диференціальних рівнянь [1]

$$\begin{cases} \ddot{z} + 2h_0\dot{z} + \omega_0^2 z - 2h_0\dot{\zeta} - \omega_0^2 \zeta = 0 \\ \ddot{\zeta} + 2h_{k0}\dot{\zeta} + \omega_k^2 \zeta - 2h_{k0}\dot{z} - \bar{\omega}_0^2 z = 2\bar{h}_k \dot{q}(t) + \bar{\omega}_k^2 q(t), \end{cases}$$

де  $q(t)$  – збурюючий вплив.

Будемо розглядати мікропрофіль дороги як сполучення окремих нерівностей, що характеризуються довжиною, висотою, формою і чергуванням.

З іншого боку, радіус автомобільного колеса значно більший за висоту нерівності, а пружна шина має здатність згладжувати різкі обриси нерівностей. Тому можна прийняти профіль нерівностей синусоїдальним щодо середньої лінії нерівності. Щодо площини дороги крива буде зміщена на  $q_0$ .

$$q = q_0 (1 - \cos(\omega t)).$$

З метою подальшого розвитку математичної моделі коливань автомобіля, яку було запропоновано в [1] введемо кут зсуву фази гармонійного збурюючого впливу  $\phi$ . Це дасть можливість враховувати вплив збурюючого впливу на задню вісь автомобіля, який виникає з запізненням відносно передньої вісі.

Для визначення параметрів коливань центра мас двоосного АТЗ необхідно враховувати те, що коливання задньої вісі має затримку відносно коливань передньої. Тобто автомобіль є системою з затримкою

і коливання центра мас є сумою коливань передньої та задньої вісі з врахуванням затримки по часу. Затримка обумовлена величиною колісної бази автомобіля  $l$  та швидкістю руху  $v_a$ .

Тобто можна записати, що збурюючий вплив на задню вісь з врахуванням затримки коливань буде мати вигляд

$$q = q_0 (1 - \cos(\omega(t - \Delta t))),$$

де  $\Delta t = l/v_a$  – час затримки коливань задньої вісі відносно передньої.

Введемо позначення  $\phi = \omega \Delta t$ . Відомо, що  $\omega = 2\pi f$ , а  $f = 1/T$ . Якщо вважати, що довжина нерівності дорівнюється  $s$ , то тоді час її подолання автомобілем складе  $T = s/v_a$ . Після підстановок та перетворень отримаємо

$$\phi = \frac{2\pi l}{s}.$$

Запишемо для задньої вісі

$$q = q_0 (1 - \cos(\omega t - \phi)).$$

Розв'язання системи диференціальних рівнянь виконується за допомогою перетворення Лапласа. В загальному виді враховуються початкові умови. Тому отримані формули для переміщення підресореної маси  $z(t)$ , швидкості -  $\dot{z}(t)$  та прискорення -  $\ddot{z}(t)$  можуть бути використані для розрахунку впливу зміни динамічних параметрів підвіски на плавність руху.

Таким чином, використовуючи розвинену математичну модель, стає можливим моделювати коливання центра мас автомобіля не тільки з врахуванням затримки коливань задньої вісі відносно передньої, а і враховувати нелінійність підвіски.

Введемо коефіцієнти впливу коливань підресореної маси над осями на коливання центра мас  $k_{p1} = l_2/l$  та  $k_{p2} = l_1/l$ . Тоді для переміщення центра мас автомобіля  $z_m(t)$  можна записати

$$z_m(t) = k_{p1} z_1(t) + k_{p2} z_2(t);$$

Використовуючи розвинену модель стає можливим отримати АЧХ прискорень коливань центра мас автомобіля, та дослідити їх. Для побудови АЧХ було

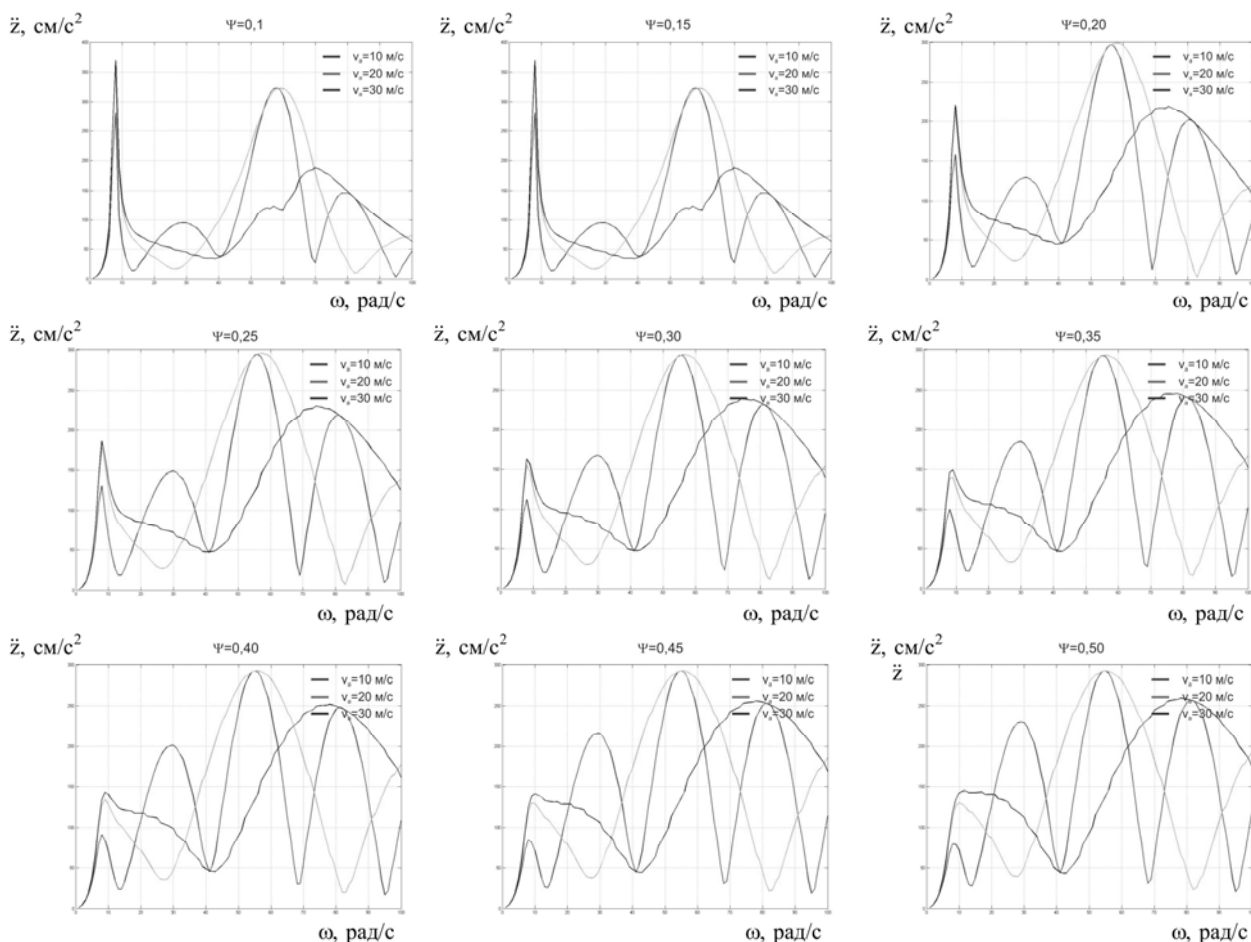


Рисунок 1 – АЧХ коливань центра мас для різних швидкостей з різними коефіцієнтами затування

використано засоби обчислювального середовища МАТЛАБ [3].

АЧХ коливань центру мас легкового автомобіля малого класу, було побудовано для різних коефіцієнтів затування коливань  $\psi$  від 0,1 до 0,5 та різних швидкостей руху автомобіля  $v_a$  від 10 м/с до 30 м/с (рис. 1). Шаг по частоті складає 10 рад/с. Максимальна частота – 100 рад/с.

**Висновки.** Аналіз отриманих АЧХ показує, що коливання центру мас значно відрізняються від АЧХ коливань в точках підресореної маси розташованих над осями автомобіля, що приведена в роботі [1].

Запізнювання впливу другої осі відносно першої на центр мас приводить до того, що АЧХ прискорень центру мас стає функцією швидкості автомобіля.

Кількість екстремумів АЧХ прискорень коливань центру мас і їх амплітуда істотно залежить від швидкості руху автомобіля. Це суттєво важливо для вирішення задачі керування плавністю ходи автомобіля в процесі руху.

#### Список використаних джерел

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля / Ротенберг Р. В. - М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.
2. Смирнов Г. А. Теория движение колесных машин / Смирнов Г. А. – М.: Машиностроение, 1981. – 269с.

3. Дьяконов В. П. Компьютерная математика. Теория и практика. / Дьяконов В. П.– М.: Нолидж, 2001. – 1295 с.

#### Аннотация

### ИСПОЛЬЗОВАНИЕ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ МОДЕЛИ КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ И АНАЛИЗА АЧХ

Рожков С. П.

*Проведено построение и анализ АЧХ вертикальных колебаний центра масс автотранспортного средства.*

#### Abstract

### THE DEVELOPED MODEL OF CAR FLUCTUATIONS USING FOR CONSTRUCTION AND AFC ANALYSIS

S. Rozhkov

*Building and analysis of automobile mass center vertical fluctuations AFC had made.*