

Аналіз динаміки навантаження на платформу при зважуванні транспортних засобів в русі

В статті розглянуті диференційні рівняння руху автомобіля у вертикальній площині, за допомогою яких визначається передаточна функція, яка пов'язує зміну рельєфу дороги та зміну динамічної складової навантаження на ваги. Проводиться аналіз динаміки навантаження на платформу при поосному зважуванні транспортних засобів в русі.

зважування, транспортний засіб, платформа, динамічне навантаження, профіль дороги, амплітудно-частотна характеристика, обробка інформації

Визначення маси перевезеного вантажу є однією з важливих операцій в сільському господарстві та в промисловості при проведенні взаєморозрахунків. В нашій країні для зважування вантажів досить широко розповсюджені статичні ваги, як механічні так і електромеханічні. Такі ваги, хоч і володіють високою точністю зважування, та мають цілий ряд недоліків. Це великі габарити самих ваг та капітального фундаменту, складність конструкції та монтажу, високу вартість та низьку пропускну здатність. Тому останнім часом в нашій країні та за кордоном ведуться розробки та впровадження динамічного поосного методу зважування транспортних засобів, який би забезпечував достатню точність вимірювань та усував недоліки статичного зважування.

Динамічне поосне зважування суттєво відрізняється від статичного цілим рядом особливостей, до яких слід віднести те, що платформа ваг розташовується на непідготовленій ділянці дороги, а визначення маси відбувається без зупинки автомобіля. Зусилля, яке тисне на платформу змінюється по досить складному закону, а його вигляд визначає метод обробки інформації та гранично досягну точність. Якщо передбачити, що розміри платформи відомі та швидкість руху постійна, то характер динаміки зміни зусиль на вагоприймальній пристрій залежить не тільки від маси автомобіля, але й від його конструкційних особливостей: коефіцієнтів жорсткості ресори та колеса, коефіцієнтів опору амортизатора та колеса, розміру площадки контакту колеса з дорогою.

Тому виникає задача аналізу навантаження на платформу, яка полягає в тому, щоб за відомими типом автомобіля, конструкцією платформи та швидкістю руху оцінити динаміку зміни навантаження на ваги та зв'язок її характеристик з масою та конструкційними параметрами автомобіля.

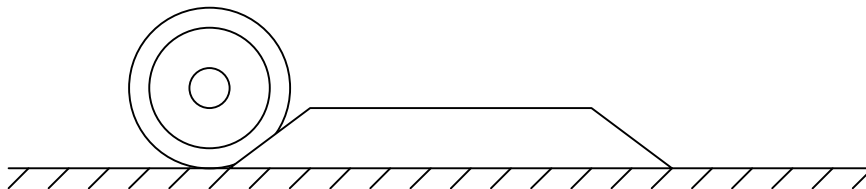


Рисунок 1 – Зовнішній вигляд платформи при динамічному поосному зважуванні

Навантаження на платформу Р складається із статичного $P_{ст}$, зумовленого силою тяжіння та динамічного $P_{д}$, викликаного вертикальними коливаннями підресореної та непідресореної маси

$$P_{ст} = (m_{\Pi i} + m_i) \cdot g; \quad P_{д} = m_{\Pi i} \cdot \ddot{z}_i + m_i \cdot \ddot{\zeta}_i, \quad (1)$$

де $m_{\Pi i}$ - підресорена маса і-тої осі;

m_i - непідресорена маса і-тої осі;

g - прискорення вільного падіння;

\ddot{z}_i - прискорення підресореної маси і-тої осі;

$\ddot{\zeta}_i$ - прискорення непідресореної маси і-тої осі.

Як видно з (1), визначення Р пов'язане з розрахунком прискорень підресореної та непідресореної мас при наїзді колеса на платформу ваг. Зміна прискорень зумовлена зміною мікропрофілю дороги q_i . Схема заміщення зображена на рисунку 2. Зв'язок між цими координатами характеризується системою диференціальних рівнянь, які описують коливання автомобіля у вертикальній площині. При деяких припущеннях, головними з яких є: автомобіль розглядається як система твердих тіл з пружними зв'язками; коефіцієнти жорсткості та опору підвіски та колеса вважаються постійними; колеса машини мають точковий контакт з поверхнею дороги, дані рівняння одержані в [1,2,3] на основі рівнянь Лагранжа II роду

$$\ddot{z}_i + h_{\Pi i} \dot{z}_i + \omega_{\Pi i}^2 z_i - h_{\Pi i} \dot{\zeta}_i - \omega_{\Pi i}^2 \zeta_i = 0; \quad (2)$$

$$\ddot{\zeta}_i + h_{Hi} \dot{\zeta}_i + \omega_{Hi}^2 \zeta_i - h_{HOi} \dot{z}_i - \omega_{HOi}^2 z_i = (k_{\Pi i} \dot{q}_i + c_{\Pi Ni} q_i) / m_i,$$

де $h_{\Pi i} = 2k_{ai} / m_{\Pi i}$; $h_{Hi} = 2(k_{ai} + k_{\Pi i}) / m_i$; $h_{HOi} = 2k_{ai} / m_i$;

$\omega_{\Pi i}^2 = 2c_{Pi} / m_{\Pi i}$; $\omega_{Hi}^2 = 2(c_{Pi} + c_{\Pi Ni}) / m_i$; $\omega_{HOi}^2 = 2c_{Pi} / m_i$;

c_{Pi} , $c_{\Pi Ni}$ - коефіцієнт жорсткості відповідно ресори та колеса;

k_{ai} , $k_{\Pi i}$ - коефіцієнт опору відповідно амортизатора та колеса;

z_i , ζ_i , q_i , - координати відповідно підресореної і непідресореної мас та мікропрофілю дороги.

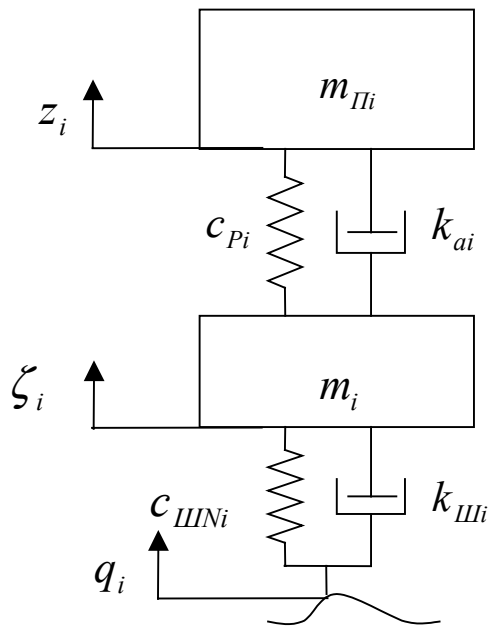


Рисунок 2 – Розрахункова схема для однієї осі транспортного засобу

Виходячи з того, що при відсутності автомобіля на платформі навантаження Р на неї не діє, тому мають місце нульові початкові умови. Таким чином задача аналізу навантаження на платформу ваг полягає у визначенні реакції лінійного динамічного об'єкта на детерміноване вхідне діяння. В якості вхідного діяння виступає зміна рельєфу $q_i(t)$. Виходом об'єкта є зміна динамічного навантаження Рд. Як відомо [4] для визначення реакції необхідно знайти передаточну функцію

$$W(s) = \frac{P_d(s)}{q_i(s)}, \quad (3)$$

де $P_d(s)$ – зображення за Лапласом зміни динамічного навантаження;
 $q_i(s)$ – зображення за Лапласом зміни координати рельєфу дороги.

В результаті перетворення системи диференціальних рівнянь (2) з урахуванням співвідношень (1), (3) передаточна функція набуває наступного вигляду

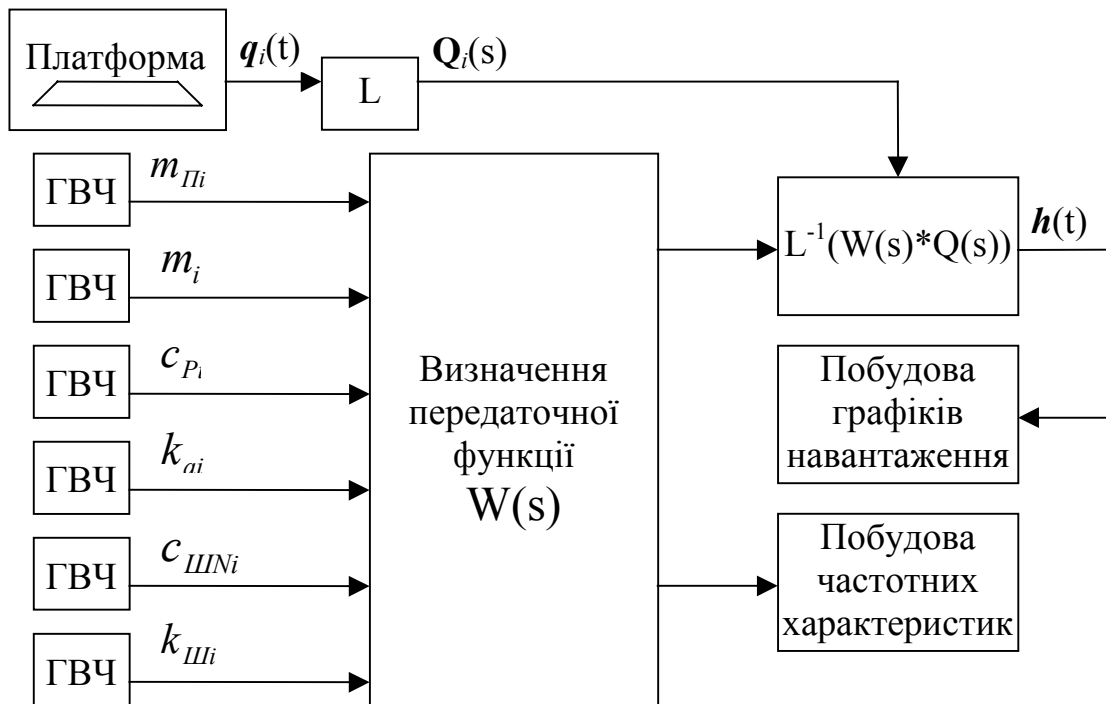
$$W(s) = \frac{P_d(s)}{q_i(s)} = \frac{\omega_{III}^2 \cdot s^2 ((h_{II} \cdot s + \omega_{II}^2)m_{II} + (s^2 + h_{II} \cdot s + \omega_{II}^2)m)}{((s^2 + h_H \cdot s + \omega_H^2)(s^2 + h_{II} \cdot s + \omega_{II}^2) - (h_{II} \cdot s + \omega_{II}^2)(h_{HO} \cdot s + \omega_{HO}^2))}. \quad (4)$$

В такому разі закон зміни Рд може бути визначений як

$$P_d(t) = L^{-1}\{W(s) \cdot q_i(s)\}, \quad (5)$$

де $L^{-1}\{ \}$ - операція зворотного перетворення Лапласа.

Виконати перетворення (5) у загальному вигляді неможливо, тому для знаходження Рд(t) запропоновано застосувати метод математичного моделювання. Структура моделі зображена на рисунку 3.



ГВЧ – генератор випадкових чисел; L, L^{-1} – відповідно пряме та зворотне перетворення Лапласа.

Рисунок 3 – Структура моделі для дослідження навантаження на платформу та частотних характеристик автомобіля

Для моделювання були взяті конструкційні параметри автомобілю ГАЗ-66, визначено передаточні функції та побудовано АЧХ (Рис.4) для двох значень

підресореної маси $m_1=1500$ кг, $m_2=2500$ кг. Всі інші параметри автомобіля не змінювались.

```
>> W1
```

```
Zero/pole/gain:
```

$$800000 s^2 (s^2 + 26.67s + 533.3)$$

$$(s^2 + 4.282s + 110.1) (s^2 + 26.38s + 1937)$$

```
>> W2
```

```
Zero/pole/gain:
```

$$800000 s^2 (s^2 + 24s + 480)$$

$$(s^2 + 2.577s + 65.13) (s^2 + 25.42s + 1965)$$

```
>> bode(W1,W2)
```

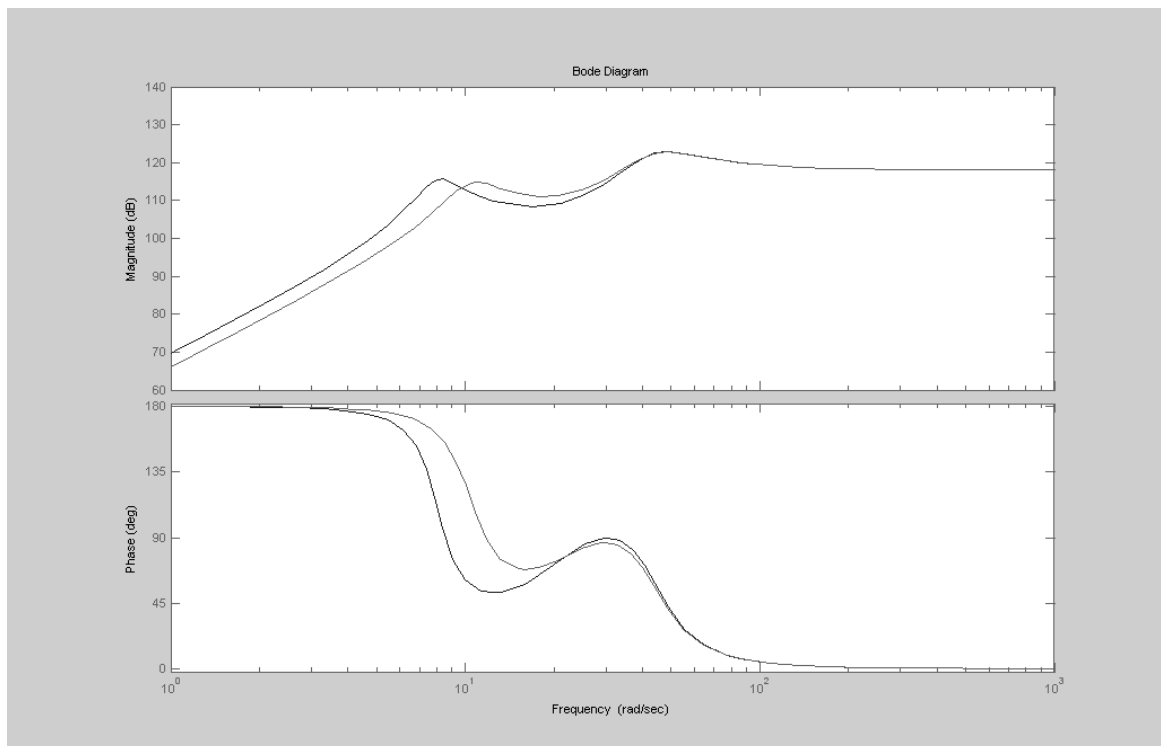


Рисунок 4 – АЧХ та ФЧХ динамічного навантаження при двох значеннях маси

В результаті моделювання знайдено, що деякі коефіцієнти передаточної функції досить суттєво змінюються. Власна нижня частота автомобіля рівна $\Omega_1 = 10.5$ рад/с, $\Omega_2 = 8.07$ рад/с для двох значень маси.

Аналіз частотних характеристик автомобіля показує, що варіація підресореної маси приводить до зміни власної нижньої частоти автомобіля більш ніж на 20%.

Також був проведений аналіз впливу кожного з конструктивних параметрів на частотні характеристики автомобіля. Варіація значень кожного з параметрів автомобіля на $\pm 20\%$ викликає зміну його власних частот в межах $\pm 10\%$ та коефіцієнтів демпфування в межах $\pm 20\%$ при фіксованій масі автомобіля.

Для моделювання навантаження були прийняті наступні розміри платформи: висота – 0.06 м, довжина – 0.5 м, довжина заїзду на платформу – 0.25 м. Параметри автомобіля ГАЗ-66 вибирались в межах $\pm 20\%$ від паспортних, а швидкість $V=5\pm 0.5$ км/год. На рисунку 5 зображені графіки зміни навантаження на платформу при статичній масі на осі рівній 3000 кг.

Аналіз одержаних графіків показує, що вони мають монотонний характер. Час існування сигналу навантаження змінюється приблизно на $\pm 10\%$ від 0.36с при зміні швидкості на $\pm 10\%$. Максимальне значення навантаження не рівне масі, а перевищує її на 20% і також змінюється в залежності від конструкційних параметрів в межах 300кг.

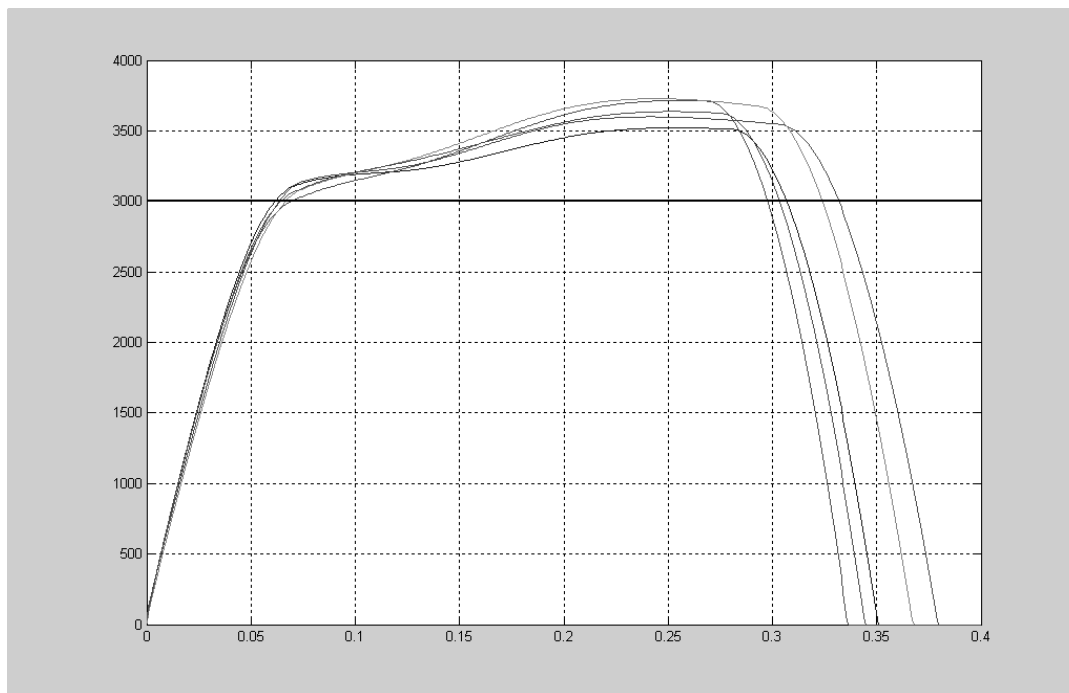


Рисунок 5 – Графіки навантаження на платформу

Оскільки конструктивні параметри автомобіля наперед невідомі то в процесі визначення маси вантажу виникає значна невизначеність, як його динамічних характеристик, так і форми графіка навантаження на платформу, тому задача визначення маси являє собою складну технічну задачу, яка вимагає застосування спеціальних методів усунування невизначеності. Одержані графіки, передаточні функції та частотні характеристики дозволяють застосувати апарат нейронних мереж та синтезувати дані для їх навчання з метою забезпечення якісного визначення маси в динамічних умовах.

Список літератури

1. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. 2-е изд., переработанное и дополненное.- М.: Машиностроение, 1989.-280 с.
2. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. Под редакцией А.А. Хачатурова.- М.: Машиностроение, 1976.-535 с.
3. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин.- М.: Машиностроение, 1990.-352 с.
4. Зайцев Г.Ф., Стеклов В.К., Брицкий О.И. Теория автоматического управления-К.:Техніка, 2002.-688 с.

В статье рассмотрены дифференциальные уравнения движения автомобиля в вертикальной плоскости, с помощью которых определяется передаточная функция, связывающая изменение рельефа дороги и изменение динамической составляющей нагрузки на весы. Проводится анализ динамики нагрузки на платформу при поосном взвешивании транспортных средств в движении.

In the article differential equalizations of motion of car in a vertical plane are considered, which a transfer function linking the change of relief of road and change of dynamic constituent of loading on scales is determined by. The analysis of dynamics of loading is conducted on a platform at the weighing of transport vehicles afoot.