

УДК 629.113

І.Г.Грабар, Є.Г.Опанасюк, Д.Б.Бегерський  
Житомирський державний технологічний університет**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВЗАЄМОДІЇ ОДИНОЧНОГО  
КОЛІСНОГО РУШІЯ З СИПУЧИМ ГРУНТОМ**

*У роботі представлено модель взаємодії одиночного колісного рушія з сипучим ґрунтом, отриману на основі аналізу енергетичного балансу даного процесу.*

Ключові слова: *енергетичний баланс, процес.*

**Вступ**

Особливе місце в дослідженнях проблем підвищення прохідності транспортних засобів в умовах бездоріжжя приділяється роботі автомобілів на сипучих важкопрохідних ґрунтах - піску і снігу. Досвід показує, що в таких умовах істотний вплив на техніко-експлуатаційні властивості транспортних засобів здійснює характер взаємодії рушія з опорною поверхнею. Вивченню динаміки колісних рушіїв у нашій країні і за її межами приділяється велика увага.

Аналіз матеріалів відомих теоретичних і експериментальних досліджень показує, що конструктори ще не мають достатньої інформації про динамічні властивості системи " колісний рушій - ґрунт" (КРГ). Крім того, існує потреба в удосконаленні і самої методики розрахунку колісного рушія з урахуванням коливальних процесів, пов'язаних з нестационарними характеристиками тертя (зчеплення) шини рушія і сипучого ґрунту.

Така ситуація вплинула на те, що закладені в конструкцію потенційні можливості по тязі і зчепленню на сипучих ґрунтах автомобілями високої прохідності використовуються на 60-70 %. Крім того, внаслідок високої динамічної завантаженості значно скорочується робочий ресурс елементів трансмісії і рушія.

У зв'язку з цим, роботи з експериментальних і теоретичних досліджень динаміки системи "автомобіль - ґрунт" для удосконалювання методики розрахунку привода і шин рушія із заданими наперед пружно – демпферними характеристиками є актуальними.

Постановка задачі та обґрунтування необхідності дослідження

Істотним внеском у розвиток теорії колісних рушіїв автомобілів, удосконалювання критеріїв оцінки його робочого процесу є роботи вітчизняних вчених Кошарного М.Ф., Безбородової Г.Б., Агейкіна Я.С., Смірнова Г.А. [1, 2, 3, 4, 5] та інших.

Однак, незважаючи на значне збільшення обсягу інформації про механіку взаємодії колісного рушія з твердими ґрунтами і ґрунтами, що деформуються, основні фактори його кочення, енергетичні витрати на колієутворення і реалізацію сили зчеплення залишаються в центрі уваги багатьох дослідників.

Відомі розрахункові формули дозволяють визначити значення опорів коченню коліс рушія на сталих режимах руху, при постійному крутному моменті, що не відповідає реальним умовам експлуатації АВП.

При цьому в ряді робіт відзначається істотний вплив вертикальних і крутильних коливань мас автомобіля на опір коченню. До важливих факторів насамперед віднесені пружно-демпферні характеристики рушія і підвіски, співвідношення величин підресорених і невідресорених мас автомобіля, режим руху, геометричні параметри опорної поверхні.

В основі явищ, які супроводжують взаємодію колісного рушія з ґрунтами, що деформуються, лежать закономірності деформації ґрунту.

Питанням визначення несучих і зчіпних властивостей ґрунтів присвячена велика кількість робіт таких авторів, як Безбородова Г.Б., Галушко В.Г., Чудаков Є.О., Бочаров М.Ф., Семенов В.М. [2, 5, 6] і ін.

Разом з тим слід зазначити, що, незважаючи на порівняно великий обсяг досліджень в області вивчення деформативних властивостей ґрунтів, питання взаємодії рушіїв із ґрунтом, особливо на перехідних режимах, не можна вважати досить вивченими.

Не зупиняючись докладно на кожній із запропонованих теорій тертя, треба сказати, що жодна з них не може бути використана для повного опису процесів тертя в плямі контакту шини з ґрунтом, тому що зазначені теорії описують в основному тертя твердих і еластичних матеріалів.

Ґрунти ж відрізняються від них перш за все набагато вищою деформативністю, характеристиками внутрішнього тертя, незмірно великою розмаїтістю агрегатних станів.

Характерною рисою зсуву ґрунтів рушієм або його моделлю є те, що лише відносно великі величини зсуву, що досягають для деяких ґрунтів декількох десятків сантиметрів, викликають збільшення опору зрушенню до максимального значення. Це пояснюється участю в зрушенні не тільки поверхневих шарів ґрунтів, але і значного обсягу ґрунтового масиву, що знаходиться під плямою контакту, перед ним і за ним.

Відомо, що залежність деформації зрушення  $S_c$  для слабких ґрунтів від опору зрушенню  $\tau$  має нелінійний характер. На рис.1 представлені криві зсуву ( $U_{\text{зі}} = f(S_c)$ ) для двох типових ґрунтів - структурованого, що має явно виражений максимум, і порушеного.

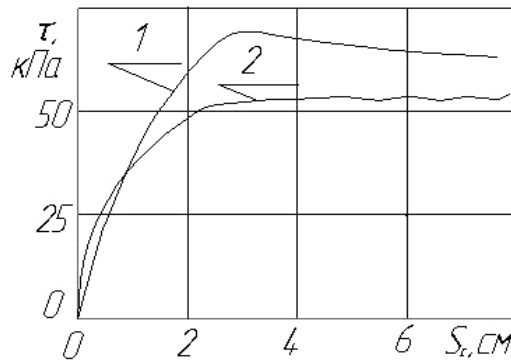


Рис.1. Графіки залежності опору ґрунту зсуву від величини зсуву [1]

Для ґрунтів, що деформуються, характерним є те, що помітне зрушення штампа починається не миттєво при зростанні зусилля зрізу, а при досягненні ним 10-30% максимальної величини залежно від сили зчеплення спокою.

Внаслідок нестабільності характеристик внутрішнього тертя слабких ґрунтів за наявності в приводі штампа пружної ланки, під час зрушень виникають автоколивання.

Дослідження [7] довели, що під впливом вібрацій пісок здобуває властивостей грузлої рідини і величина коефіцієнта вібров'язкості, невіразно велика для масиву піску, який знаходиться у спокої, під впливом на нього вібрацій може знижуватися від 100-150 Па·с до 9 Па·с (в'язкість гліцерину знаходиться в тих же межах), унаслідок чого його несучі і зчіпні властивості різко знижуються. Підтвердженням цьому може служити широке використання вібротехніки в будівництві, зокрема застосування вібромеханізмів, що знижують ефективний опір ґрунту при зануренні паль. Тому процеси віброзанурення і вібровитаскування особливо ефективні при роботі на сипучих ґрунтах.

На рис. 2 представлений графік, де в напівлогарифмічній шкалі приведені значення, вібров'язкості піску ( $\xi$ ) залежно від величини  $\eta$ , що показує відношення прискорення при вібруванні ( $a$ ) до прискорення вільного падіння ( $g$ ). Експериментально визначено, що одному значенню коефіцієнта ущільнення піску ( $K_y$ ) відповідають різні швидкості і частоти коливань, але ті самі прискорення

$$K_y = \frac{\gamma_y - \gamma}{\gamma} \cdot 100\% ,$$

де  $\gamma_y$  і  $\gamma$  — щільність матеріалу до ущільнення і після.

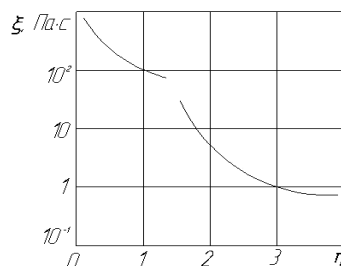


Рис.2. Залежність вібров'язкості піску від прискорення вібрацій [7].

З наведеної вище інформації випливає, що наявних даних недостатньо для повного описання процесів, що відбуваються в плямі контакту автомобільного колеса з сипучим ґрунтом.

Математичне моделювання взаємодії моделі одиночного колісного рушія з сипучим ґрунтом

На рис. 3 представлено розрахункову схему моделі одиночного колісного рушія. Ця модель складається з плоского штампа та ведучої ланки, з'єднаних між собою пружним елементом, який відтворює тангенціальну жорсткість шини. Оскільки на даному етапі досліджень ми розглядаємо одномасову систему, то вертикальне навантаження на штамп задається за допомогою гвинта та пружини, яка відтворює радіальну жорсткість шини рушія.

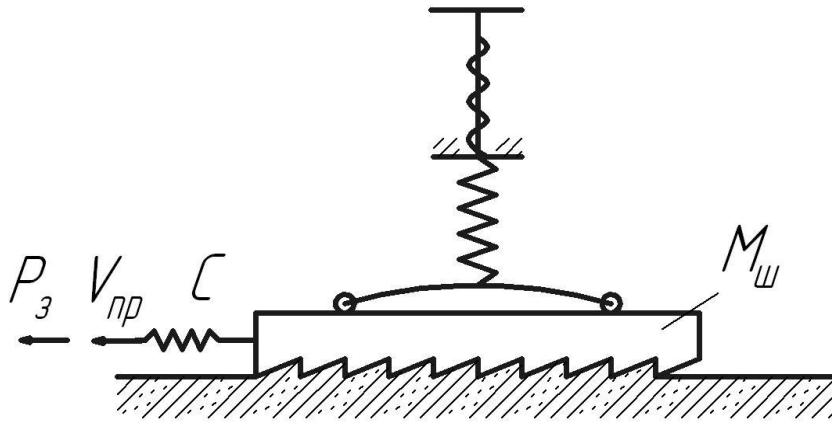


Рис. 3. Розрахункова схема взаємодії моделі одиночного колісного рушія з сипучим ґрунтом

У першому наближенні, без врахування гістерезисних втрат, можна вважати, що підведена до системи енергія (енергія ведучої ланки) дорівнює сумі кінетичної та потенціальної енергії системи:

$$E_{\text{дв}} = \sum T_i + \sum \dot{I}_s,$$

де  $\dot{O}_i$  - кінетична енергія окремих елементів системи;  $\dot{I}_s$  - потенціальна енергія окремих елементів системи.

Кінетична енергія системи може бути визначена як сума кінетичних енергій окремих елементів системи:

$$\sum T_i = T_{\phi} + \dot{O}_{\bar{a}},$$

де  $\dot{O}_{\phi} = \frac{m_{\phi} V_{\phi}^2}{2}$  - кінетична енергія руху штампа,  $\dot{O}_{\bar{a}} = \frac{m_{\bar{a}} V_{\phi}^2}{2}$  - кінетична енергія руху зрізаного масиву ґрунту,  $m_{\phi}$  - маса штампа,  $m_{\bar{a}}$  - маса ґрунту, що знаходиться між ґрунтозачепами протектора,  $V_{\phi}$  - швидкість руху штампа.

У свою чергу, потенціальна енергія системи може бути визначена як сума потенціальних енергій окремих елементів системи:

$$\sum \dot{I}_s = \dot{I}_{\bar{\pi}} + \dot{I}_{\bar{a}},$$

де  $\dot{I}_{\bar{\pi}} = \frac{\tilde{n}_{\tau} (\Delta x)^2}{2}$  - потенціальна енергія тангенціальної деформації шини,  $\dot{I}_{\bar{a}}$  - потенціальна енергія деформації ґрунту,  $\tilde{n}_{\tau}$  - тангенціальна жорсткість шини,  $\Delta x = x_0 - x_{\phi}$  - тангенціальна деформація шини,  $x_0$  - переміщення ведучої ланки,  $x_{\phi}$  - переміщення штампа.

Потенціальну енергію деформації ґрунту можна знайти із залежності напружень зрізу ґрунту від його деформації [1]:

$$\tau = \tau_{\text{max}} (1 - e^{(-K_{\tau} S)}),$$

де  $K_{\tau}$  - параметр кривої зрізу ґрунту,  $S$  - деформація ґрунту,  $\tau_{\text{max}} = C + \sigma \cdot \text{tg} \varphi$  - максимальний опір зрізу ґрунту,  $C$  - внутрішнє зчеплення ґрунту,  $\varphi$  - кут внутрішнього тертя ґрунту,  $\sigma$  - нормальне напруження в ґрунті.

Залежність  $\tau_{\max} = C + \sigma \cdot \operatorname{tg} \varphi$  визначається експериментально [1].

Підставивши значення  $\tau_{\max}$  в рівняння залежності опору зрізу ґрунту від його деформації та домноживши обидві його частини на площу зрізу (в нашому випадку площа зрізу буде дорівнювати площі контакту штампа з ґрунтом), отримаємо залежність тангенціальної сили від деформації ґрунту:

$$P_{\tau} = (C + \sigma \cdot \operatorname{tg} \varphi)(1 - e^{(-K_{\tau} S)}) A = (CA + P_H \cdot \operatorname{tg} \varphi)(1 - e^{(-K_{\tau} S)}) = CA + P_H \cdot \operatorname{tg} \varphi - CA \cdot e^{(-K_{\tau} S)} - P_H \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot e^{(-K_{\tau} S)} = CA(1 - e^{(-K_{\tau} S)}) + P_H \cdot \operatorname{tg} \varphi(1 - e^{(-K_{\tau} S)}),$$

де  $A$  - площа контакту штампа з ґрунтом,  $P_H$  - вертикальна сила, що діє на штамп.

На рис. 4. представлено зовнішній вигляд залежності  $P_{\tau}(S)$ .

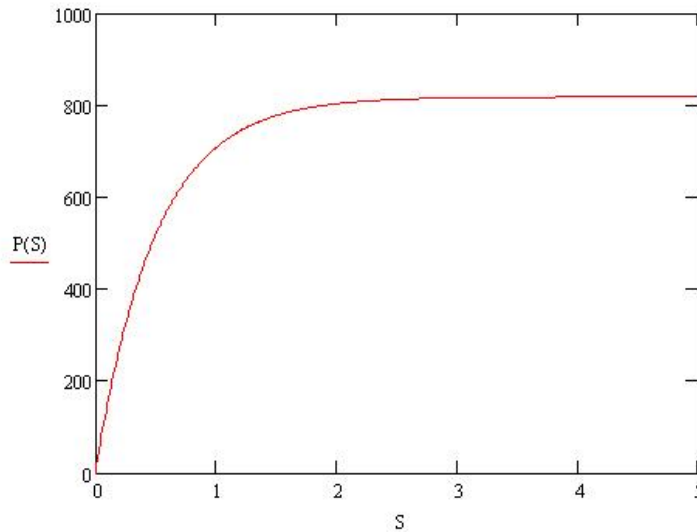


Рис. 4. Залежність опору зрізу ґрунту від його деформації.

Очевидно, що енергія, яка витрачається на деформацію ґрунту, буде пропорційна площі, обмеженій кривою  $P_{\tau}(S)$ . Тоді цю енергію можна знайти за виразом:

$$\begin{aligned} \dot{I}_{\bar{a}} &= \int_0^S CA(1 - e^{(-K_{\tau} S)}) + P_H \cdot \operatorname{tg} \varphi(1 - e^{(-K_{\tau} S)}) dS = CA \left( \int_0^S dS - \int_0^S e^{(-K_{\tau} S)} dS \right) + \\ &+ P_H \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot \left( \int_0^S dS - \int_0^S e^{(-K_{\tau} S)} dS \right) = CA \left( (S - 0) - \left( -K_{\tau} e^{(-K_{\tau} S)} + K_{\tau} e^{(-K_{\tau} 0)} \right) \right) + \\ &+ P_H \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot \left( (S - 0) - \left( -K_{\tau} e^{(-K_{\tau} S)} + K_{\tau} e^{(-K_{\tau} 0)} \right) \right) = CA \left( S + K_{\tau} \left( e^{(-K_{\tau} S)} + 1 \right) \right) + \\ &+ P_H \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot \left( S + K_{\tau} \left( e^{(-K_{\tau} S)} + 1 \right) \right) = \left( S + K_{\tau} \left( e^{(-K_{\tau} S)} + 1 \right) \right) \cdot (CA + P_H \cdot \operatorname{tg} \varphi). \end{aligned}$$

Підставивши отримані значення енергій у вихідне рівняння, отримаємо диференціальне рівняння руху штампа:

$$E_{\dot{a}\ddot{e}} = \frac{m_{\phi} (\dot{x}_{\phi})^2}{2} + \frac{m_{\bar{a}} (\dot{x}_{\bar{a}})^2}{2} + \frac{\tilde{n}_{\tau} (V_0 t - x_{\phi})^2}{2} + \left( x_{\phi} + K_{\tau} \left( e^{(-K_{\tau} x_{\phi})} + 1 \right) \right) (\tilde{N} \dot{\Lambda} + P_H \cdot \operatorname{tg} \varphi),$$

де  $V_0 = \text{const}$  - швидкість ведучої ланки.

Оскільки ведуча ланка рухається з постійною швидкістю, то і підведена до неї енергія буде постійною величиною, тобто  $E_{\dot{a}\ddot{e}} = \text{const}$ .

В отриманому рівнянні можна зробити певні заміни, позначивши  $m_{\phi} + m_{\bar{a}} = \dot{I}$ , тоді матимемо:

$$E_{\dot{a}\ddot{e}} = \frac{\dot{I} (x_{\phi})^2}{2} + \frac{\tilde{n}_{\tau} (V_0 t - x_{\phi})^2}{2} + \left( x_{\phi} + K_{\tau} \left( e^{(-K_{\tau} x_{\phi})} + 1 \right) \right) (\tilde{N}\dot{A} + P_H \cdot tg\varphi).$$

## Висновки

На основі аналізу енергетичного балансу процесу взаємодії одиночного колісного рушія з сипучим ґрунтом, отримано диференціальне рівняння руху штамп, який є фізичною моделлю пневматичної шини.

1. Кошарный Н.Ф. Техничко-експлуатационные свойства автомобилей высокой проходимости. – К: Вища школа, 1981. – 208 с.
2. Безбородова Г.Б., Галушко В.Г. Моделирование движения автомобиля. – Киев: Высшая школа, 1978. -163 с.
3. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
4. Смирнов Г.А. Основы теории многоприводных колесных машин: Уч. пособие. М.: Тип. МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1977. – 73 с.
5. Чудаков Е.А. Избранные труды. В 2-х т. -Т. 2. – М.: Изд-во АН СССР, 1961. – 343 с.
6. Бочаров Н.Ф., Гусев В.И., Семенов В.М., Соловьев В.И. и др. Транспортные средства на высокоэластичных движителях. – М.: Машиностроение, 1974. – 208 с.
7. М.Г. Цейтлин, В.В. Верстов, Г.Г. Азбель Вибрационная техника в свайных и буровых работах. – Л.: Стройиздат, Ленингр. отд-ние, 1987. – 262с.