

Міщук Дмитро Олександрович, к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури
Балака Максим Миколайович, асистент, Київський національний університет будівництва і архітектури, maxim.balaka@gmail.com
Пліс Віталій Борисович, студент, Київський національний університет будівництва і архітектури

ВИБІР МОДЕЛЕЙ ДЕФОРМОВАНOSTІ ПНЕВМАТИЧНОЇ ШИНИ І ОПОРНОЇ ПОВЕРХНІ

Показники взаємодії коліс з опорною поверхнею і, зрештою, експлуатаційні властивості транспортно-технологічних засобів залежать від деформованості контактуючих тіл. Але обрати моделі, які повністю відображали б їх деформаційні властивості, не представляється можливим, оскільки колесо з пневматичною шиною – складна конструкція, утворена різнорідними матеріалами, а опорна поверхня (грунт, земля або снігова цілина) – складне середовище. Крім того, використання складних моделей пневматичної шини і опорної поверхні унеможливує вирішення задачі аналізу їх взаємодії.

Перспективним напрямом удосконалення аналітичного опису взаємодії пневматичної шини з опорною поверхнею є перехід від механічних моделей деформівних тіл до їх реологічних аналогів. Останні дають наочне уявлення про характер напружено-деформованого стану в області контакту пневматичної шини з опорною поверхнею під дією зовнішніх навантажень на колесо.

У реологічних моделях фундаментальні властивості тіла чи середовища визначаються простими елементами: пружним тілом Гука, що представляє собою пружину, в'язким тілом Ньютона у вигляді наповненого рідиною циліндра, в якому переміщується поршень, та пластичним тілом Сен-Венана у вигляді повзуна з сухим кулонівським тертям [1]. Шляхом різних комбінацій описаних елементів створюються моделі та реологічні рівняння реальних тіл, суцільність яких зберігається незалежно від прикладеного навантаження.

В процесі розвитку тягової механіки колісних машин, починаючи з робіт Є. О. Чудакова, удосконалювалася і механічна модель деформованості пневматичної шини: від найпростішої у вигляді тіла Гука, до більш складних – тіл Гука і Ньютона, а також Гука, Ньютона і Сен-Венана з комбінованою структурою фундаментальних реологічних тіл. Шина приймалася у вигляді невагомго кільця з зовнішнім радіусом, що дорівнює вільному радіусу колеса, і шириною, що дорівнює ширині протектора, яке з'єднано з маточиною колеса нескінченно великим числом елементів, що деформуються в радіальному напрямку [2].

Використання лише механічних моделей деформованості пневматичної шини в багатьох проведених дослідженнях призводить до необхідності застосування динамічної моделі шини зі змінними параметрами і, як наслідок, виникає складність аналітичного опису її взаємодії з опорною поверхнею.

Наприклад Я. Табореком запропоновано розрахункову схему, в якій колесо з пневматичною шиною замінено пружним елементом. Це передбачає використання лінійної залежності між нормальним навантаженням і радіальною деформацією. При застосуванні аналогічної реологічної моделі використовується нелінійна залежність, тобто реальна [1].

Очевидно, на цей час найбільш досконалою слід вважати модель деформованості пневматичної шини, яка утворена паралельним з'єднанням фундаментальних тіл Гука, Ньютона і Сен-Венана, що відображають відповідно пружні властивості шини і враховують наявність обох видів внутрішнього тертя (в'язкого і сухого) у матеріалах гумокордної оболонки [3]. Зазначеній моделі відповідає реологічне рівняння [1]

$$\sigma = E_1 \left(\varepsilon_1 + \frac{\mu_1}{E_1} \cdot \dot{\varepsilon}_1 + \nu \operatorname{sgn} \varepsilon_1 \right), \quad (1)$$

де E_1 – модуль деформації шини; ε_1 , $\dot{\varepsilon}_1$ – відносні деформація і швидкість деформування шини; μ_1 – коефіцієнт в'язкості шини; ν – коефіцієнт, що показує, яку частину модуля деформації шини складають контактні напруження, обумовлені постійним внутрішнім тертям у шині; sgn – функція Кронекера (signum – знак), область значень якої $\{-1; 0; 1\}$.

Методи визначення параметрів реологічної моделі пневматичної шини (E_1 , μ_1 , ν) докладно викладені в роботі [3]. Для оцінки показників взаємодії коліс з деформівною опорною поверхнею використовують закономірності їх стиску і зсуву, враховуючи, що перша характеризує процеси утворення колії як однієї з причин опору коченню, а друга – формування сили тяги. Ці закономірності визначають відповідними переміщеннями деформаторів (штампів).

Аналіз експериментальних даних взаємодії штампів різної форми (конічної, циліндричної, прямокутної) і розмірів у плані з ґрунтом або сніговою цілиною, отриманих Я. С. Агейкіним, В. Ф. Бабковим, Дж. Вонгом, В. М. Геращенко, дає підставу для наступного висновку: якщо визначено експериментальну закономірність деформування опорної поверхні одним штампом, то використовувати її для оцінки деформованості цієї ж поверхні іншим штампом не представляється можливим. Тому використання цих закономірностей для оцінки взаємодії коліс з різними за властивостями опорними поверхнями не призведе до достовірних даних.

Деформованість (стиск) елементарних об'ємів ґрунту достатньо повно відображає модель Кельвіна–Фойгта у вигляді паралельно розташованих тіл Гука і Ньютона [4], якій відповідає реологічне рівняння [1]

$$\sigma = E_2 \left(\varepsilon_2 + \frac{\mu_2}{E_2} \cdot \dot{\varepsilon}_2 \right), \quad (2)$$

де E_2 – модуль деформації ґрунту; ε_2 , $\dot{\varepsilon}_2$ – відносні деформація і швидкість деформування ґрунту; μ_2 – коефіцієнт в'язкості ґрунту.

Методи визначення E_2 і μ_2 на цей час недостатньо розроблені, тому можна рекомендувати використання експериментальних даних [4, 5].

Рівняння (2) цілком підходить для опису деформаційних властивостей суглинку, що має структуру гелю, в якому частинки піску з'єднуються ланцюжками колоїдних частинок глини, а проміжки заповнені водою. Дана модель якісно описує явище пружної післядії, при якій деформація розвивається із запізненням по відношенню до прикладеного напруження.

Аналіз різних аналітичних закономірностей зсуву ґрунту за величиною дотичного напруження τ , отриманих Я. С. Агейкіним, М. І. Щербініним, М. Г. Беккером, показав, що більш прийнятною для оцінки зчїпних властивостей пневматичної шини з ґрунтозачепами є залежність

$$\tau = \left[\sigma \cdot \operatorname{tg} \varphi_0 + C_0 \left(1 - \frac{S_{II\xi}}{t} \right) \right] \cdot \left(1 - e^{-\frac{|S_{II\xi}|}{k_\tau}} \right), \quad (3)$$

де φ_0 – кут внутрішнього тертя ґрунту; C_0 – внутрішнє зчеплення ґрунту при зсуві; $S_{II\xi}$ – величина зсуву ґрунту ґрунтозачїпом (шлях проковзування); t – відстань між стінками виступів ґрунтозачепа; k_τ – параметр, що характеризує деформованість ґрунту при зсуві.

Аналіз даної залежності показує, що зі збільшенням величини зсуву

ґрунту $S_{II\xi} \rightarrow \infty$ співмножник $\left(1 - e^{-\frac{|S_{II\xi}|}{k_\tau}} \right) \rightarrow 0$, тобто величина дотичного

напруження τ ґрунтозачепа зменшується до нуля.

В. В. Гуськов [6], виражаючи функціональну залежність (3) напружень ґрунту зсуву τ від величини зсуву $S_{II\xi}$, використовує для визначення сили тяги стосовно до розрахункових схем для визначення коефіцієнта опору коченню. Цей спосіб дозволяє дослідити вплив кроку рисунка протектора і використовується переважно для оцінки прохідності колісних машин.

Література

1. Малкин А. Я. Реология : концепции, методы, приложения / А. Я. Малкин, А. И. Исаев. – СПб. : Профессия, 2007. – 560 с.
2. Теоретичні основи взаємодії пружно-деформованих виконавчих елементів

будівельної техніки і робочого середовища з врахуванням термореологічних процесів: монографія / [Л. Є. Пелевін, М. М. Балака, М. О. Пристайло, Г. М. Мачишин, Г. О. Аржаєв]. – К. : Інтерсервіс, 2015. – 232 с.

3. Водяник И. И. Определение параметров реологической модели пневматической шины / И. И. Водяник. – М., 1981. – 7 с. – Деп. № Д634.
4. Водяник И. И. Воздействие ходовых систем на почву (научные основы) / И. И. Водяник. – М. : Агропромиздат, 1990. – 172 с.
5. Месчан С. Р. Экспериментальная реология глинистых грунтов / С. Р. Месчан. – М. : Недра, 1985. – 342 с.
6. Тракторы. Теория / [Гуськов В. В., Велев Н. Н., Атаманов Ю. Е. и др.] ; под общ. ред. В. В. Гуськова. – М. : Машиностроение, 1988. – 376 с.

Міщук Дмитро Олександрович, к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, mischuk84@gmail.com
Демиденко Олексій Павлович, студент, Київський національний університет будівництва і архітектури

ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ АДЕКВАТНОЇ ДЛЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Двигуни внутрішнього згорання є найбільш поширеними в автомобільному транспорті. При перетворенні енергії стиснених газів в механічну енергію, поширено застосовують роторні або кривошипно-шатунні двигуни. Основна частка ринку двигунів внутрішнього згорання припадає саме на конструкції з кривошипно-шатунними механізмами у яких зворотно-поступальний рух поршня перетворюється в обертальний рух колінчастого валу [1, 2].

В роботах багатьох дослідників широко розглянуто різні варіанти динамічних моделей кривошипно-шатунних механізмів двигунів як з однією так і з багатьма ступенями рухомості, де враховано додаткові коливання поршня та шатуна [3, 4]. Проте подібні динамічні моделі не дають можливості якісно досліджувати динаміку кривошипно-шатунних механізмів на перехідних ділянках роботи двигунів.

Для дослідження динаміки роботи двигуна внутрішнього згорання з метою впровадження у подальшому ефективної системи його живлення, потрібно розробити математичну модель кривошипно-шатунного механізму, яка враховуватиме основні параметри подібних систем (розміри та маси ланок) і дозволить проводити дослідження на перехідних ділянках роботи двигуна, а саме в періоди його несталого руху.

В якості динамічної моделі прийнято механічну систему з абсолютно жорсткими ланками центр мас яких співпадає з їх геометричними центрами, а вісь переміщення поршня співпадає з віссю обертання кривошипа, і яка складається з кривошипа 1, шатуна 2, поршня 3 та маховика 4 (рис. 1).