

узагальнених координат дозволяє розглядати простір як викривлений. Відповідно, метричний тензор є характеристикою голономних в'язей, накладених на механічну систему.

В релятивістській механіці обмеження швидкості поширення взаємодії дозволяє скористатися аналогією з класичною механікою і перейти у чотиривимірний простір-час. За цією ж аналогією вводиться інтервал між послідовними положеннями елементарної частки так, щоб унеможливити її рух із швидкістю більшою за швидкість світла. Перехід до частки матерії робить інтервал динамічною характеристикою, а його структура дозволяє розглядати простір-час як викривлений. Відповідно, метричний тензор є характеристикою неаналітичних в'язей між елементами частки матерії. Якщо не вважати простір викривленим, метричний тензор стає тензорним потенціалом гравітаційних сил.

Вітюк Іван Васильович, старший викладач, державний університет «Житомирська політехніка», vnvik74@gmail.com

КОМП'ЮТЕРНА МЕТОДИКА ОЦІНКИ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ НА ПЛАВНОСТЬ ХОДУ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

При створенні комп'ютерної методики оцінки впливу конструктивних особливостей системи підресорювання на параметри плавності ходу легкового автомобіля, зазвичай враховується набір вимог, які умовно можна розділити на кілька груп. До першої групи входять вимоги, що пред'являються до комп'ютерної моделі автомобіля загалом, і до її елементів, зокрема. Другу групу утворюють вимоги для перевірки адекватності створеної моделі: вибору критерію або критеріїв оцінки, визначення типів дорожніх випробувань і форми подачі вихідних даних.

Найбільшого поширення набули розрахунки для трьох характерних випадків руху: через відокремлені (поодинокі) нерівності, по нерівностям, що безперервно чергуються (бруківка) і по дорогах з випадковим мікропрофілем. Подання дорожньої поверхні функціями синуса, косинуса та імпульсно-лінійними функціями цілком можна застосувати для наближеної оцінки плавності ходу автомобіля спрощеними математичними моделями. Однак коливання автомобіля, що виникають під впливом типового збурення, істотно відрізняються від коливань на реальному мікропрофілі, в зв'язку з чим, для досягнення точності моделювання, математичне збурення необхідно представляти випадковою функцією.

З іншого боку, функція, що описує зовнішній вплив, істотно залежить від моделі шини, що використовується. Відповідно, характер реальної взаємодії шини з дорожньою поверхнею в разі подання шини пружним елементом, коли вплив передається через деяку точку контакту з дорожньою поверхнею вертикальним зміщенням, повинен відрізнятися, оскільки реальна шина не заповнює всі западини в зоні контакту. До того ж довжина відбитка безперервно змінюється при коченні колеса внаслідок коливання автомобіля та

деформації шини. У зв'язку з цим пропонується враховувати цю здатність шини в описі мікропрофілю дорожньої поверхні, щоб не ускладнювати коливальну систему. Найкращі результати можуть бути отримані при використанні експериментально визначених параметрів дорожньої поверхні. Сучасні програмні пакети, як раз і дозволяють задавати вплив у вигляді тривимірної моделі дорожньої поверхні. Як базова програма була вибрана програма SolidWorks з додатком MOTION, який призначений для моделювання динамічних систем в середовищі SolidWorks[1].

Далі можна сформулювати вимоги до моделі автомобіля в цілому, вимоги щодо наповнення її вихідними даними і вимоги, щодо проведення розрахункового експерименту.

Мета і призначення розробки моделі.

Комп'ютерна модель автомобіля повинна забезпечувати можливість адекватного визначення параметрів плавності ходу на всіх типах доріг у всьому діапазоні швидкості руху автомобіля шляхом модельних випробувань:

- руху по дорозі зі стандартним мікропрофілем;
- проїзду одиничної нерівності.

Для проведення оптимізації модель повинна забезпечувати можливість зміни параметрів (вихідних даних), що впливають на плавність ходу автомобіля,

Комп'ютерна модель повинна дозволяти визначати наступні параметри:

- вертикальні, бічні і поздовжні прискорення, швидкості і переміщення;
- хід підвіски, пружних і напрямних елементів;
- деформацію шин;
- сили в зоні контакту колеса з дорогою і в підвісці автомобіля;
- поздовжні і поперечні кутові переміщення кузова.

Також додатково комп'ютерна модель автомобіля в середовищі SolidWorks повинна відображати властивості автомобіля, що визначають його плавність ходу і дозволяти моделювати випробування, що проводяться для визначення характеристик плавності ходу.

Вихідними даними для побудови моделі є конструкторська документація і результати випробувань. Для ідентифікації окремих елементів моделі проводяться лабораторне дослідження.

Моделювався рух автомобіля з різними швидкостями по дорогах з асфальтобетонним покриттям та бруковим покриттям двох типів. Величина віброприскорень вимірювалась в точках автомобіля, визначених: точки на кузові під сидінням водія та заднього правого пасажера, точки на сидінні водія і заднього правого пасажера. При моделюванні руху по дорозі типу I розглядався діапазон швидкостей від 20 до 100 км/год з кроком 20 км/год. При моделюванні руху по дорозі типу II - 20, 30, 40 і 60 км/год.

Мікропрофіль дорожньої поверхні, як для асфальтобетонного, так і для покриття з бруківки, був згенерований таким чином, щоб максимально відповідати реальному профілю дороги.

Висновки: розроблено віртуальну модель автомобіля в середовищі SolidWorks для проведення комп'ютерних досліджень параметрів плавності

ходу легкового автомобіля. Запропонована модель дозволяє швидко змінювати такі параметри автомобіля: тип та параметри підвіски, деформацію шин та кутові переміщення кузова автомобіля. Побудована модель легко адаптується під різні умови досліджень.

Література

1. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks / А.А. Алямовский – М.: ДМК Прес, 2004. - 432 с.

Колодницька Руслана Віталіївна, к.т.н., доцент, Державний університет Житомирська політехніка, ruslanakolod2017@gmail.com
Олександр Петрович Кравченко, д.т.н., професор, Державний університет «Житомирська політехніка»

МОДЕЛЮВАННЯ ЗАТРИМКИ ЗАЙМАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА В ДВЗ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Вступ. Дизельне біопаливо (біодизель) використовується у двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) автомобільного транспорту, як правило, у суміші з дизельним паливом. На даний момент автомобілі, що працюють на дизельному паливі мають обмеження у використанні в зв'язку з підвищеними викидами оксидів азоту (NOx) та сажі, що дає дизельне паливо, а також з проблемами глобального потепління, пов'язаними з викидами вуглекислого газу, що спричиняють всі викопні палива. Біодизельне паливо має подібні характеристики до дизельного палива, але в'язкість цього палива більша, ніж дизельного палива, що приводить до гірших характеристик розпилювання палива [1]. Цетанове число біодизельного палива, як правило, більше, ніж дизельного і залежить молекулярної структури біопалива. Прогнозування цетанового числа біопалива в залежності від його складу показано в [2].

Період затримки займання (затримка займання) – це час від початку надходження палива в камеру згоряння (моменту підняття голки розпилювача) до початку видимого згоряння, що відповідає моменту різкого підвищення тиску в камері згоряння. Затримка займання вимірюється як сума фізичної і хімічної затримки. Фізична затримка – це час, який потрібний, щоб краплі впровадились в оточуючий газ, зруйнувались і випарувались. Як правило, біодизельне паливо має меншу затримку займання, ніж дизельне паливо, оскільки ця характеристика має кореляцію з цетановим числом палива. Оскільки, згоряння палива досить складний процес, для спрощення розрахунків реальне паливо замінюють одним компонентом або сумішшю декількох компонентів. Найпростіший компонент –метиловий деканоат (метилдеканоат $C_{11}H_{22}O_2$), кислота якого має десять атомів вуглецю ($C_{10}:0M$).

Основна частина. В роботі запропоновано моделювання затримки займання дизельного біопалива з використанням двох рівнянь. Для низьких та середніх температур затримка займання підраховується наступним чином: