

## ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ПРИВЕДЕНОЇ ІНЕРЦІЙНОЇ МАСИ РОЛИКОВОГО СТЕНДУ

Для діагностування тягово-гальмівних властивостей автомобілів найбільше пристосовані роликові стенди інерційного типу [1]. Як показує багато досліджень, саме вони дають найбільш достовірну інформацію про технічний стан автомобіля [2]. Це стосується параметрів, що визначають точність моделювання на стенді реальних швидкісних та теплових режимів.

Металоємність інерційного стенду значною мірою визначається величиною приведеної маси стенду (моментом інерції). Розглянемо можливість зниження цього параметра. При дослідженні виходимо з припущення, що значення приведених інерційних мас коліс та інших частин автомобіля, що обертаються (гальмівні диски, маточини та ін.) не постійні, а варіюють в якихось межах (передусім через знос протектора). Через це зростає помилка визначення гальмівних сил на кожному колесі та стандартних показників ефективності гальмівної системи [3]: загальної питомої гальмівної сили –  $\gamma_T$  та коефіцієнта осьової нерівномірності –  $K_H$ .

Для обґрунтування вибору оптимальної приведеної інерційної маси пропонується критерій, який можна сформулювати в такий спосіб. Приведена інерційна маса стенда повинна бути настільки великою, щоб сумарна помилка визначення гальмівної сили, спричинена похибкою вимірювальної системи та неточним знанням стендової приведеної маси, не перевищувала величини, допустимої стандартами.

Відповідно до [3], припустима приведена похибка (далі – «похибка») визначення на стенді гальмівної сили становить  $\pm 3\%$ . Для інерційного стенду до неї входить похибка вимірювальної системи (вимір усталеного сповільнення) і похибка визначення приведеної маси стенда. З теорії вимірювань відомо, що для цього випадку похибка визначення гальмівної сили становить:

$$\varepsilon_p^2 = \varepsilon_j^2 + \varepsilon_m^2, \quad (1)$$

де  $\varepsilon_j$  – похибка вимірювання сповільнення (вимірювальної системи);

$\varepsilon_m$  – похибка визначення приведеної стендової маси (сюди входять приведена маса елементів стенду, що обертаються  $m_{ст}$ , і приведена маса коліс та пов'язаних з ними обертових частин автомобіля –  $m_k$ , далі – «приведена маса коліс»).

Похибка виміру сповільнення визначається конструкцією вимірювальної

системи. Так, на стендах, згідно з результатами метрологічної атестації, вона становить близько  $\pm 1\%$ . З формули (1) визначимо допустиме значення  $\varepsilon_m$ :

$$\varepsilon_m = \sqrt{\varepsilon_p^2 - \varepsilon_j^2}. \quad (2)$$

Підставимо в останній вираз чисельні значення похибок:

$$\varepsilon_m = \sqrt{0,03^2 - 0,01^2} = 0,0283(\pm 2,83\%).$$

Ця похибка є відносною, тому вона може бути визначена за формулою

$$\varepsilon_m = \frac{\Delta m_{\text{ст}} + 2(\Delta m_{\text{к}})}{m_{\text{ст}} + 2m_{\text{к}}}, \quad (3)$$

де  $\Delta m_{\text{ст}}$  – абсолютні значення похибок вимірювання наведених мас стенду  $\Delta m_{\text{к}}$  і коліс відповідно, кг;

$m_{\text{ст}}, m_{\text{к}}$  – дійсні значення приведених мас стенду і коліс відповідно, кг.

Вимірювання приведеної інерційної маси стенду зводиться до визначення сумарного моменту інерції роликів, маховиків та інших деталей, приведеного до радіусу роликів.

Потім  $m_{\text{ст}}$  обчислюється за формулою (6). Вимірювання моменту інерції стенду та радіусу роликів виконується відомими методами з високою точністю [4].

Слід зазначити, що в процесі роботи деталі стенду, зокрема робочі ролики зношуються по поверхні кочення.

Тому згодом значення  $m_{\text{ст}}$  знижується. Цю зміну можна визначати під час проведення періодичних перевірок. Враховуючи вищевикладене, помилка  $\Delta m_{\text{ст}}$  є систематичною, тому з формули (3) її можна виключити. Тоді запропонований критерій вибору приведеної інерційної маси стенду можна записати так

$$\frac{\Delta m_{\text{к}}}{0,5m_{\text{ст}} + m_{\text{к}}} \leq (\varepsilon_m = 0,0283). \quad (4)$$

Це викликає необхідність аналітично досліджувати можливу варіацію приведеної маси колеса в залежності від зношування протектора та варіації характеристик шини (хоча б у межах стандартних допусків на виготовлення шини).

При цьому використовуємо елементи теорії стендових випробувань гальм

і вимоги до стану гальмівних систем, що діють. На ділянці гальмування, що встановилося, значення сповільнення визначається виразом

$$j_{уст} = \frac{P_{Гi}}{0,5m_{ст} + m_{к}}, \quad (5)$$

де  $P_{Гi}$  – значення гальмівної сили на колесі, Н.

Приведені інерційні маси колеса та стенду обчислюються за формулами

$$m_{к} = I_{к}/r_{к}^2; \quad m_{ст} = I_{ст}/r_{р}^2, \quad (6)$$

де  $I_{к}$  – приведений до осі колеса момент інерції колеса, шини та інших пов'язаних з колесом частин автомобіля, що обертаються, кг·м<sup>2</sup>;

$r_{к}$  – радіус кочення шини по ролику, м;

$I_{ст}$  – приведений до осі ролика сумарний момент інерції роликів та інших частин стенду, що обертаються, кг·м<sup>2</sup>;

$r_{р}$  – радіус ролика, м.

Момент інерції колеса складається з наступних складових:  $I_{об}$ ,  $I_{ш}$ ,  $I_{м}$ ,  $I_{Г}$ ,  $I_{тр}$  – відповідно моменти інерції ободу, шини, маточини, гальмівного барабана або диска, трансмісії (для провідних коліс).

На інерційному стенді вимірюється лінійне усталене сповільнення у контакті колеса з роликом –  $j_{уст}$ . Потім визначається значення гальмівних сил по кожному колесу за формулою (5).

Після цього, відповідно до вимог [3], визначаються фактичні значення загальної питомої гальмівної сили  $\gamma_{т}$  та коефіцієнта осьової нерівномірності  $K_{н}$ .

Вочевидь, що у визначенні гальмівної сили на колесі до похибки виміру сповільнення додасться помилка, викликана неточним знанням приведених інерційних мас (насамперед – приведеної маси колеса).

При контролі гальм приведену масу коліс не вимірюють. Зазвичай її визначають розрахунком за формулою (6).

Однак даних щодо моментів інерції та радіусів кочення шин по роликах майже немає.

Умовимося, у першому наближенні, приймати радіус кочення шини рівним її статичному радіусу, тобто.  $r_{к} = r_{ст}$ .

Складніше питання з моментом інерції. Цей показник не передбачений стандартом на технічну характеристику автомобіля та шин. Тому він не публікується в літературі, а часто навіть не визначається.

Вимірюють його при спеціальних дослідженнях і тому дані про момент

інерції коліс випадкові, уривчасті і не охоплюють всіх шин, що експлуатуються.

Приведена маса колеса автомобіля визначається за такою формулою

$$m_k = (I_{об} + I_{ш} + I_m + I_r + I_{тр})/r_k^2. \quad (7)$$

Вона може варіювати під впливом різних чинників і визначається величиною моменту інерції шини та її радіусом кочення.

Очевидно, що ці дві величини істотно залежать від початкових характеристик покриття (моменту інерції і номінального діаметра, обумовлених якістю її виготовлення) і від ступеня зношування протектора.

За стандартом допустимі відхилення номінального діаметра та статичного радіусу шини становлять  $\pm 1\%$ . Дані щодо варіації номінального моменту інерції шин відсутні. Можна оцінити цю варіацію аналітично.

Момент інерції циліндричного тіла визначається за формулою

$$I = \frac{m \cdot R^2}{2} = \rho \cdot \pi \cdot R^2 \cdot H \cdot \frac{R^2}{2}, \quad (8)$$

де  $m$  – маса циліндра, кг;

$R$  – радіус основи, м;

$\rho$  – густина матеріалу, кг/м<sup>3</sup>;

$H$  – висота циліндра, м.

Звідси видно, що момент інерції циліндричного тіла прямо пропорційний 4-му ступеню радіуса. Отже, можна припустити, що при допуску радіусу шини  $\pm 1\%$  варіація моменту інерції становитиме  $\pm 4\%$ .

Результати розрахунків варіації моменту інерції коліс в залежності від зношування протектора показують, що момент інерції колеса істотно залежить від ступеня зношування протектора.

Як показали проведені розрахунки варіації моменту інерції колеса, пов'язаної зі зносом протектора та зносом металевих деталей гальмівних механізмів (барабана або диска), момент інерції шару, що зношується, становить близько 30% від загального моменту інерції колеса.

Якщо як номінальне значення приведеної маси колеса  $m_k$  прийняти середнє між значеннями  $m_k$  для нового і повністю зношеного колеса, тобто 0,85 значення для нового колеса, то формула (4) набуде вигляду

$$\frac{0,15m_k}{0,5m_{ст} + 0,85m_k} \leq 0,0283 \text{ або } m_{ст} \geq 8,901m_k. \quad (9)$$

Отримане співвідношення приведеної інерційної маси стнда в залежності від інерційної маси колеса автомобіля може бути використано при проектуванні інерційних роликів стндів.

## Література

1. Говорущенко М.Я., Волков В.П., Рабінович Е.Х., Мармут І.А., Зуєв В.О. (2009). Роликові стенди для перевірки гальмівних та тягових властивостей автомобілів (теорія, розрахунок та конструювання): монографія. Харків: ХНАДУ, 344 с.
2. Мармут І.А. (2018). Математичні моделі стендової діагностики гальмівних систем автомобілів. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. Луцьк, 2(11), 90-96.
3. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. ДСТУ 3649:2010. [Чинний від 2011-07-01]. Київ, Держспоживстандарт України, 2011. 28 с. (Національні стандарти України).
4. Кучерук І.М., Горбачук І.Т. (1999). Загальний курс фізики: Т.1.: Механіка. Молекулярна фізика і термодинаміка. Київ: Техніка, 269 с.

*Науковий консультант: Мармут Ігор Арнольдович, к.т.н., доц. каф. ІСАТ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.*

Рудінчук Михайло ст. гр. А-41-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## ДОСЛІДЖЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ

Курсова стійкість автомобіля є одним з найбільш важливих показників, що визначають безпеку руху. Аналіз статистики дорожньо-транспортних пригод [1] показав, що значна їх частина відбувається внаслідок втрати автомобілем курсової стійкості.

Існуючий метод оцінки курсової стійкості автомобіля не дозволяє проводити аналіз на стадії проектування впливу положення центру мас, розподілу гальмівних сил між осями автомобіля на показники курсової його стійкості. Крім того, в джерелах відсутні рекомендації щодо розрахунку на стадії проектування величини радіуса інерції автомобіля відносно вертикальної осі, що має найбільший вплив на показники курсової стійкості [2, 3], отриманої на підставі аналізу на стійкість диференціальних рівнянь руху

$$V = \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{R_{z1}}{K_{y\delta 1}} - \frac{R_{z2}}{K_{y\delta 2}}}}, \quad (1)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння,  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>;

$L$  – колісна база автомобіля;

$R_{z1}, R_{z2}$  – вертикальні реакції на колесах передньої та задньої осей відповідно;

$K_{y\delta 1}, K_{y\delta 2}$  – коефіцієнт відведення передньої та задньої осей.