

Подригало Михайло Абович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com
Тарасов Юрій Володимирович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, yuriy.ledd@gmail.com
Шейн Віталій Сергійович, к.т.н., ст. викладач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, sheinvitalis@gmail.com
Радченко І.А., к.в.н., доцент, Національна академія національної гвардії України, radik19702603@gmail.com

ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТУ ЛОБОВОГО АЕРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ ПРИ ВИБІГУ АВТОМОБІЛЯ

Аеродинамічні характеристики роблять основний вплив на динамічні властивості і витрату енергії автомобіля. В даний час оцінку аеродинамічних показників виконують експериментальним шляхом з використанням аеродинамічних труб. Вирішенню різних проблем, пов'язаних з випробуванням автомобілів в аеродинамічній трубі, присвячені роботи [1-3]. Недоліком проведення випробувань в аеродинамічній трубі є складність визначення коефіцієнта C_x при різній швидкості обтікання автомобіля повітрям. Це призвело до того, що для кожного автомобіля завод - виробник дає тільки одне значення C_x , при цьому не вказуючи при якій швидкості воно було визначено. Такий підхід призводить до значних похибок при оцінці динамічних властивостей як на низьких, так і на високих швидкостях руху автомобілів.

Авторами перших робіт з теорії руху автомобілів були вчені, які раніше працювали в авіації. В одній з робіт, присвячених експериментальній аеродинаміці і випущеній в 1927 році [1], відзначається, що остання базується головним чином на основному законі опору, який дає залежність опору тіл, що рухаються в рідині, від щільності і в'язкості середовища, в якій рухається тіло, розмірів, швидкості руху і форми його.

Автори роботи [4] запропонували для практичного використання наступну залежність

$$R = C_p S V^2 \quad (1)$$

де R - опір тіла; ρ - щільність рідини; S - миделевий перетин тіла, що характеризує величину тіла; C - деякий коефіцієнт, що залежить від форми тіла.

Запропонована методика є подальшим розвитком методики, отриманої в роботі [4] і використанням методу парціальних прискорень. Відмінність полягає в тому, що використовуючи рекомендації [5], ми відносимо опір коченню до внутрішніх втрат в трансмісії. При такому підході спрощується обробка результатів вимірювань і підвищується їх точність.

Рівняння руху автомобіля при вибігу описується наступним чином:

$$m_a \dot{V}_a = -\Sigma P_c \quad (2)$$

де; m_a ; \dot{V}_a - маса і лінійне прискорення автомобіля; ΣP_c - сумарна сила опору руху;

Переходячи від рівняння динаміки до рівняння парціальних прискорень, отримаємо:

$$\dot{V}_a = \pm a_i - a_w - a_{mp} \quad (3)$$

де a_i - парціальне прискорення від сили опору руху на ухилі; a_w - парціальне прискорення від аеродинамічної сили; a_{mp} - парціальне прискорення від сили опору, що виникає в трансмісії.

Допускаючи, що $a_{mp1} = a_{mp2} = a_{mp}$, в результаті спільного рішення знаходимо параметри C_x і a_{mp} .

$$C_x = \frac{2}{\rho F} \frac{\dot{V}_a(t_1) - \dot{V}_a(t_2)}{[V_a(t_2)]^2 - [V_a(t_1)]^2}, \quad (4)$$

$$a_{mp} = \frac{\dot{V}_a(t_1) - \dot{V}_a(t_2)}{\left[\frac{V_a(t_2)}{V_a(t_1)} \right]^2 - 1} - \dot{V}_a(t_1). \quad (5)$$

Провівши послідовне помірне відпрацювання швидкостей V_a і прискорень \dot{V}_a в точках t_1 і t_2 з кроком середньої точки $\Delta \bar{t}$

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2}, \quad (6)$$

отримаємо масив значень C_x і a_{mp} .

Значення a_{mp} можуть бути використані для оцінки втрат в трансмісії.

Для точки \bar{t} визначаємо значення V_a і \dot{V}_a .

$$\bar{V}_a = \frac{V_{a1} + V_{a2}}{2}, \quad (7)$$

$$\bar{\dot{V}}_a = \frac{\dot{V}_{a1} + \dot{V}_{a2}}{2}. \quad (8)$$

Надалі з кроком і змінюємо середній час інтервалу

$$\bar{t} = \bar{t}_1 + \Delta \bar{t}. \quad (9)$$

і визначаємо величини C_x і їх зв'язок зі швидкістю руху.

Запропонована методика дозволить більш точний прогноз зростання потужності двигунів у зв'язку зі збільшенням з плином часу максимальних конструктивних швидкостей руху автомобілів.

Література

1. Гоецц Н. Влияние результатов испытаний в аэродинамической трубе на форму кузова, вентиляцию и загрязнение поверхности легковых и спортивных автомобилей // Аэродинамика автомобиля. – М.: Машиностроение, 1984. – с. 163 – 185.

2. Хучо У.Х., Джансен Л. Дж., Шварц Г. Взаимодействие пограничного слоя, образующегося на платформе, с потоком под автомобилем при продувке в аэродинамической трубе // Аэродинамика автомобиля. – М. Машиностроение, 1984. – с.244-264.

3. Аэродинамика автомобиля / (Под ред. В.Г.Гухо; Пер. с нем. Н.А. Юниковой, под ред С.П. Загородникова. – М.:Машиностроение , 1987. – 424 с.

4. Техническая энциклопедия / Бах А.Н., Бернштейн -Коган С.В., Вейс А.Л. и др. – Том 1 – М.: Типография Москолиграф, 1927. – 858 с.

5. Динамика колеса автомобиля / [А.У. Абдулгадіс, Д.В. Абрамов, М.П. Артёмов, В.І. Гацько та інші]; Під ред. М.А. Подригало та О.С. Полянського. – Х.: ХНАДУ, 2019. – 199 с.

Потапов Микола Миколайович, асистент кафедри технології машинобудування і ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, potapovnik1983@gmail.com

Потапова Ольга Володимирівна, асистент кафедри мовної підготовки Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П.В. Василенко

Абрамов Дмитрій Володимирович, доцент кафедри технології машинобудування і ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, д-р техн. наук, varan_mail@gmail.com

ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ ПРИ ЗМИНАННІ ШИН ПОВНОПРИВІДНОГО ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Характерною особливістю руху повнопривідного тягово-транспортного засобу (ТТЗ) з блокованим приводом є наявність певного співвідношення між кутовими швидкостями коліс різних ведучих мостів. Теоретично повинні бути рівні окружні швидкості коліс обох мостів, а зчїпна вага ТТЗ використовуватися повністю. Однак в реальності у ТТЗ з блокованим приводом завжди є деяка кінематична невідповідність між передніми і задніми колесами. Воно виражається в тому, що їх дійсні окружні швидкості дещо відрізняються один від одного, в той час як осі, жорстко пов'язані з остовом ТТЗ, повинні рухатися з однією поступальною швидкістю.

Найбільш оптимальним, з точки зору створення максимального тягового зусилля, є блокований привід ведучого моменту. У цьому випадку обидві осі кінематично жорстко пов'язані через роздавальну коробку [1, 2].

При русі з вимкненим переднім мостом, кожне з коліс котиться вільно. Включення трансмісії жорстко пов'язує дві колісні осі і при різних радіусах кочення коліс виникає додаткова сила опору руху. Отже, вирівнювання радіусів коліс має велике практичне значення.

$$F_{comp.\dot{on}.} = f(P, G, T), \quad (1)$$