

З погляду експлуатаційних властивостей стенда, доцільно оцінювати його за допомогою коефіцієнта, перерозподіл нормальних реакцій:

$$m = \frac{H_p}{H_n} \quad (15)$$

де H_δ - нормальна реакція колеса з боку барабана в процесі випробування;

H_i - те ж у неробочому стані.

Величина гальмівної сили, яку можна реалізувати на стенді, залежить від схеми розташування барабанів, величини кутів α і $(\alpha + \beta)$ і коефіцієнта зчеплення. Максимальна величина α і $(\alpha + \beta)$ обмежується конструктивними параметрами автомобіля і не може перевищувати $40 \dots 45^\circ$ для легкових і $55 \dots 60^\circ$ для вантажних автомобілів.

Найбільшу ефективність мають стенди з обома робочими барабанами. При цьому для проїзного варіанта стенда варто рекомендувати схему Ш_н. По величинах реалізованої сили вона майже дорівнює Ш_с, те задовольняє умові стійкості і самостійного виїзду при визначених умов α і β . При $\varphi = 0,6$ можна рекомендувати наступні величини кутів:

$$\alpha = 20^\circ; \beta = 35^\circ.$$

При цьому забезпечується виїзд через передній барабан ($\varphi \geq 0,36$) і стійкість (автомобіль зможе виїхати через задній барабан під дією P_t лише при ($\varphi = 0,7$), коефіцієнт використання навантаження для такого стенда дорівнює 0,53.

Література

1. Мармут І.А., Кашканов А.А., Кашканов В.А. Дослідження взаємодії коліс автомобіля з роликами стенда при гальмуванні. Науковий журнал «Вісник машинобудування та транспорту». – Вінниця: ВНТУ, 2021. – № 1(13), с. 68-77. DOI <http://surl.li/dfvsh>.
2. Роликові стенди для перевірки гальмівних та тягових якостей автомобілів: наукове видання / [Говорущенко М.Я., Волков В.П., Рабінович Е.Х., Мармут І.А., Зуєв В.О.]. Х.: ХНАДУ, 2009. – 344 с.

Науковий консультант: Мармут І.А., доц., к.т.н.

Гредасов О.О., ст. гр. А-53-23, Лисенко В.І., ст. гр. А-42-20

РОЗРАХУНОК ВИТРАТИ ПАЛИВА ДИЗЕЛЬНИХ АВТОМОБІЛІВ НА ПРИКЛАДИ ВАНТАЖІВОК MAN

Автомобільний транспорт у всьому світі є основним споживачем енергетичних ресурсів. За допомогою математичного моделювання можна

оцінити нормативний рівень витрат палива.

Витрата палива автомобіля в л/100км визначається за формулою [1]

$$Q = \frac{1}{\eta_i} \cdot [A \cdot i_k + B \cdot i_k^2 \cdot V_a + C \cdot (G_a \cdot \psi + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^2)], \quad (1)$$

де V_a - швидкість автомобіля, км/год;

A, B, C - постійні для даної марки автомобіля;

η_i - індикаторний коефіцієнт корисної дії;

i_k - середньозважене передатне число коробки змін передач;

ψ - коефіцієнт сумарного дорожнього опору руху автомобіля;

kF - фактор обтічності, Н·с²/м²;

G_a - вага автомобіля, Н.

Коефіцієнтів A, B і C для автомобілів з дизельним двигуном:

$$A = \frac{381 \cdot V_h \cdot i_0}{H_n \cdot \rho_T \cdot r_k}; \quad B = \frac{11 \cdot V_h \cdot S_n \cdot i_0^2}{H_n \cdot \rho_T \cdot r_k^2}; \quad C = \frac{100}{H_n \cdot \rho_T \cdot \eta_{тр}}, \quad (2)$$

де V_h - робочий об'єм двигуна, л;

i_0 - передавальне число головної передачі;

r_k - динамічний радіус колеса, м;

S_n - хід поршня, м;

H_n - нижча теплота згоряння, кДж/кг;

ρ_T - щільність палива, кг/м³;

$\eta_{тр}$ - ККД трансмісії.

Значення нижчої теплоти згоряння та щільності палива залежить від типу двигуна. Середнє значення для дизельного палива відповідає: $H_n = 43000$ кДж/кг; $\rho_T = 0,84$ кг/м³.

Значення індикаторного ККД залежить від ступеня використання потужності двигуна та для автомобілів з дизельним двигуном можна розрахувати так:

$$\eta_i = 0.43 + 0.21 \cdot 10^{-2} \cdot N_l, \quad \text{при } N_l = 0 \dots 35 \%; \quad (3)$$

$$\eta_i = 0.5, \quad \text{при } N_l = 35 \dots 55 \%; \quad (4)$$

$$\eta_i = 0.58 - 0.15 \cdot 10^{-2} \cdot N_l, \quad \text{при } N_l = 55 \dots 100 \%, \quad (5)$$

де N_l - відсоток використання потужності, %.

Відсоток використаної потужності визначається за формулою:

$$N_l = \frac{100 \cdot (G_a \cdot \psi \cdot V_a + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^3)}{3.6 \cdot 10^3 \cdot N_{e \max} \cdot \eta_{тр}}, \quad \% \quad (6)$$

де N_{emax} - максимальна потужність двигуна автомобіля, кВт.

Середньозважена передавальна кількість коробки зміни передач залежить від швидкості руху автомобіля і приблизно визначається за формулою:

$$i_k = \frac{K_C \cdot V_{\text{max}} \cdot i_{\text{кп}}}{V_a}, \quad (7)$$

де K_C - швидкісний коефіцієнт;

V_{max} - максимальна швидкість автомобіля, км/год.;

$i_{\text{кп}}$ - передавальне число коробки передач, що відповідає вищій передачі.

Швидкісний коефіцієнт визначається через швидкісні характеристики двигуна за формулою:

$$K_C = \frac{n_{M \text{ max}}}{n_{N \text{ max}}}, \quad (8)$$

де $n_{M \text{ max}}$ - частота обертання колінчастого валу двигуна при максимальному моменті, що крутить, с^{-1} ;

$n_{N \text{ max}}$ - частота обертання колінчастого валу двигуна за максимальної потужності, с^{-1} .

Коефіцієнт сумарного дорожнього опору руху автомобіля також залежить від швидкості руху та приблизно визначається за формулою:

$$\psi = \frac{0.01 \cdot V_{\text{max}}}{V_a}. \quad (9)$$

Фактор обтічності визначається за формулою:

$$kF = k \cdot \alpha_T \cdot B_a \cdot H_a \quad \text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2, \quad (10)$$

де k - коефіцієнт опору повітря, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$;

α_T - коефіцієнт заповнення лобової площі, для легкових автомобілів приймається рівною для вантажних автомобілів - 0.9;

B_a - ширина автомобіля, м;

H_a - висота автомобіля, м.

Вага автомобіля визначається:

$$G_a = g \cdot M_a \quad \text{Н}, \quad (11)$$

де $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ - прискорення вільного падіння тіла;

M_a - маса автомобіля, кг.

На рис. 1 наведено графічні залежності зміни розрахункової витрати

палива від середньої технічної швидкості руху для навантаженого автомобіля з дизельним двигуном.

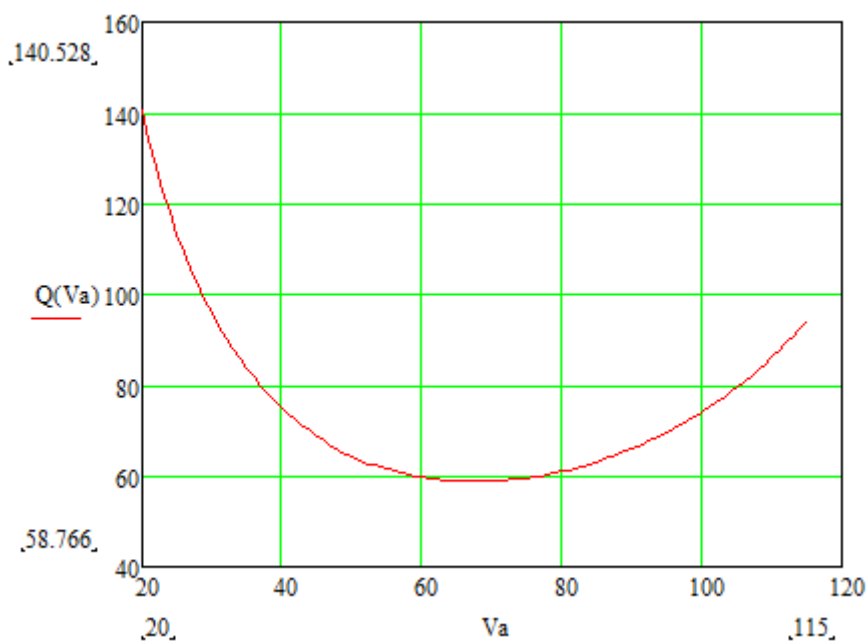


Рисунок 1 - Залежність витрати палива від швидкості для навантаженого автомобіля MAN TGS 33.360 6X4 BB EURO5

Результати розрахунку показали, що мінімальне значення витрати палива автомобіля MAN TGS 33.360 6X4 BB EURO5 становить 14 л/100 км для порожнього та 16.5 л/100 км для завантаженого автомобіля при швидкості близько 60 км/год.

Наведена методика розрахунку може бути використана в розробках значень базових норм витрат палива [2] або еталонних значень паливної економічності при діагностуванні автомобілів.

Література

1. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорту. Харків: ХГАДТУ, 1999. 468 с.
2. Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті. Нормативний документ, затверджений Міністерством інфраструктури України 07.10.2011. Київ: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2012, 120 с.

Науковий консультант: Кривошапов С.І., доцент, к.т.н.

Діденко В. О., ст. гр. А-45-20, didenko1405@gmail.com

СТЕНДОВІ ВИПРОБУВАННЯ РОБОЧОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ

Вступ

Однією з найважливіших перевірок працездатності систем автомобіля, що впливають на безпеку дорожнього руху, є перевірка робочої гальмівної системи