

ЕНЕРГОЗАТРАТИ НА РОЗГАНЯННЯ АВТОМОБІЛЯ ТА МОЖЛИВОСТІ ЙОГО РОЗРАХУНКУ ЗА ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ДВИГУНА

© Мастикаш О. Л., 2019

Досліджено витрати енергії двигуна автомобіля, що є одним з найважливіших показників його використання. Отримані вирази для аналітичного визначення енергії двигуна, що витрачається на розганяння автомобіля. Проаналізовано значення похибок, які виникають під час розрахунків показників розганяння за статичними характеристиками двигуна, на основі порівняння тривалості розганяння і питомої витрати палива.

Ключові слова: енергія на розганяння, показники розганяння, характеристики двигуна, похибка розрахунків.

O. Mastykash

POWER PLANTS FOR VEHICLES AND OPPORTUNITIES CALCULATION FOR THE CHARACTERISTICS OF THE ENGINE

The energy consumption of an automobile engine is studied, which is one of the most important indicators of its use. Expressions obtained for the analytical determination of engine energy expended on vehicle overlocking. An analysis of the magnitude of the errors that arise in calculating the acceleration values for the static characteristics of the engine, based on the comparison of acceleration time and specific fuel consumption with similar experimental studies.

Key words: acceleration energy, acceleration, engine characteristics, calculation error.

Формулювання проблеми. Відомо, що за геометричної прогресії передатних чисел трансмісії ступінь потужності двигуна зростає [1]. За інших законів передатних чисел, наприклад, гармонійного, ступінь використання потужності двигуна знижується, однак, незважаючи на це, основні показники руху автомобіля (час, шлях і середня швидкість руху) покращуються. Для з'ясування причин цього протиріччя доцільно дослідити витрати енергії двигуна на розганяння автомобіля, що є одним з найважливіших показників його використання.

Динамічні характеристики двигуна відрізняються від статичних, отриманих у встановлених режимах його роботи. Тому можливість використання вказаних характеристик для розрахунку основних показників розганяння автомобіля проблематична.

У деяких випадках, наприклад [1], для визначення показників використовують способи наближених обчислень. Водночас видається можливим отримати аналітичний вираз для розрахунку енергії, що витрачається на розганяння автомобіля.

Виклад основного матеріалу. Зміна кінетичної енергії під час розганяння автомобіля на горизонтальній ділянці дороги числово дорівнює виконаній роботі A_j (Дж). Тому її під час розганяння автомобіля від швидкості V_1 до швидкості V_2 на j -й передачі можна визначити за формулою [2]

$$A_j = \left(M_a + \frac{i_k}{r_k} + \frac{i_{об} \cdot i_j^2}{r_k^2} \right) \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}, \quad (1)$$

де M_a – маса автомобіля, кг; i_k – момент інерції коліс автомобіля, кг·м²; r_k – кінематичний радіус колеса, м; $i_{об}$ – момент інерції обертових деталей автомобіля і трансмісії, кг·м²; i_j – загальне передатне число трансмісії на j -й передачі.

Для визначення роботи, яку буде витрачено на розганяння автомобіля до максимально можливої швидкості руху, приймемо такі припущення:

- автомобіль розганяється з послідовним перемиканням передач;
- перемикання на наступну передачу здійснюється миттєво після досягнення максимальної швидкості на попередній передачі;
- перехідні процеси під час рушання автомобіля з місця не розглядаються.

Максимальна швидкість руху на j -й передачі визначається як [5]

$$V_{jmax} = \frac{P r_k n_{max}}{30 i_j}, \quad (2)$$

де n_{max} – максимальна частота обертання колінчастого вала двигуна, хв⁻¹.

Звідси, з урахуванням (1), отримаємо вираз

$$A_p = \left(M_a + \frac{i_k}{r_k} \right) \frac{V_{max}^2}{2} + \frac{i_{об} P^2 n_{max}^2}{1800} \left(K - \frac{i_2^2}{i_1^2} - \frac{i_3^2}{i_2^2} - \dots - \frac{i_k^2}{i_{k-1}^2} \right), \quad (3)$$

де A_p – робота, яку буде витрачено на розганяння автомобіля до максимальної швидкості руху, Дж; V_{max} – максимально можлива швидкість руху, м/с; K – кількість передач коробки зміни швидкостей (КЗШ).

Робота, яка витрачається на розганяння обертових мас двигуна і трансмісії, залежить від кількості передач і закону розподілу передатних чисел КЗШ.

Для оцінювання впливу закону розподілу передатних чисел на роботу, що витрачається на розганяння автомобіля, вираз (3) досліджено на екстремум. Прирівнюючи до нуля часткові похідні роботи для незалежних змінних (передатних чисел) і вважаючи, що передатні числа вищого та нижчого ступенів задано, отримаємо систему рівнянь [2]

$$\begin{aligned} C \cdot \left(\frac{i_2^3}{i_1^2} - \frac{i_2^2}{i_2} \right) &= 0; \\ C \cdot \left(\frac{i_3^3}{i_2^2} - \frac{i_4^2}{i_3} \right) &= 0; \\ \dots\dots\dots &; \end{aligned} \quad (4)$$

$$C \cdot \left(\frac{i_{k-1}^3}{i_{k-2}^2} - \frac{i_k^2}{i_{k-1}} \right) = 0,$$

де $C = \frac{i_{об} P^2 n_{max}^2}{1800}$ [2].

Система рівнянь (4) має розв'язок, якщо

$$\frac{i_2^3}{i_1^2} = \frac{i_3^3}{i_2^2} = \dots = \frac{i_k^2}{i_{k-1}},$$

тобто за геометричного закону розподілу передач.

Оскільки $\frac{d^2 A}{di_j^2} < 0$, то за геометричного закону розподілу передач робота, що витрачається

на розганяння обертових мас двигуна і трансмісії, є максимальною.

Робота, яка витрачається на розганяння обертових мас двигуна і трансмісії автомобіля ЗИЛ-4331 (якщо $i_{об} = 1,275 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ і $n_{max} = 3200 \text{ хв}^{-1}$), за розрахунком становила 222,3 кДж, а за гармонійного розподілу передач – 209,7 кДж, тобто майже на 6 % менше [2].

Оскільки робота, яка витрачається на розганяння повної маси автомобіля, не залежить від закону розподілу передатних чисел проміжних передач, то збільшення ступеня використання потужності двигуна за геометричного закону розподілу можна пояснити лише збільшенням непродуктивних витрат енергії на розганяння обертових мас двигуна і трансмісії.

Отже, у разі відхилення від геометричного закону розподілу в бік зближення передатних чисел вищих передач, та сама кінцева швидкість буде досягнена за менших затрат енергії. Якщо врахувати, що зі зближенням передатних чисел вищих передач, аж до гармонійного ряду, зростає інтенсивність розганяння автомобіля, то застосування передатних чисел проміжних передач потрібно вважати не вигідним.

Припустимо, що умовний автомобіль (ЗИЛ-4331) з механічною ступінчастою трансмісією розганяється на режимах зовнішньої характеристики двигуна, яка описується відомим рівнянням [3]

$$N_e = a_N n_e + b_N n_e^2 + g_N n_e^3, \quad (5)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, Вт; n_e – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} ; a_N , b_N , g_N – сталі для цієї характеристики двигуна коефіцієнти.

Приріст роботи ΔA , що витрачається на розганяння автомобіля за деякий час Δt , визначається з виразу

$$\Delta A = P_k \cdot \Delta S, \quad (6)$$

де $P_k = M_e i_t h_t / r_k$ – тягова сила на ведучих колесах, Н; M_e – крутний момент двигуна, Нм; i_t – загальне передатне число трансмісії; h_t – коефіцієнт корисної дії трансмісії; $\Delta S = V \cdot \Delta t$ – приріст шляху, м; V – швидкість руху, м/с.

Користуючись відомим співвідношенням $M_e = 30 N_e / p r_k^2$ доцільно виразити крутний момент через потужність. У результаті отримаємо

$$\Delta A = \frac{30 i_t h_t}{p r_k^2} (a_N + b_N n_e^2 + g_N n_e^3) V \Delta t. \quad (7)$$

Приріст тривалості розганяння можна визначити з рівняння потужнісного балансу [2]

$$\Delta t = \frac{m_j \Delta V}{aV^2 + bV + c}, \quad (8)$$

де m_j – інерційна маса автомобіля, кг; a, b, c – сталі для цієї передачі коефіцієнти [2].

На основі (8) і (7) та рівняння (3) отримаємо

$$\Delta A = m_j h_T \left(K \frac{V^3 \Delta V}{aV^2 + bV + c} + E \frac{V^2 \Delta V}{aV^2 + bV + c} + D \frac{V \Delta V}{aV^2 + bV + c} \right), \quad (9)$$

де $K = g_N \left(\frac{30i_T}{pr_\kappa} \right)^3$; $E = b_N \left(\frac{30i_T}{pr_\kappa} \right)^2$; $D = a_N \frac{30i_T}{pr_\kappa}$,

або

$$A = m_j h_T \left(K \int_{V_1}^{V_2} \frac{V^3 \Delta V}{aV^2 + bV + c} + E \int_{V_1}^{V_2} \frac{V^2 \Delta V}{aV^2 + bV + c} + D \int_{V_1}^{V_2} \frac{V \Delta V}{aV^2 + bV + c} \right), \quad (10)$$

Після інтегрування та перетворень будемо мати

$$A_p = h_T \left[-\frac{c}{a} \left(E - \frac{Kb}{a} \right) \right] t_p + \left[D - \frac{b}{a} \left(E - \frac{Kb}{a} \right) - \frac{Kc}{a} \right] S_p + \frac{m_j (V_2 - V_1)}{a} \left[E - \frac{Kb}{a} + \frac{K(V_2 - V_1)}{2} \right], \text{ Дж}$$

Отриманий вираз можна використовувати для аналітичного визначення енергії, що витрачається на розганяння автомобіля.

Для оцінки величини похибок, які виникають під час розрахунків показників розганяння за статичними характеристиками, порівняємо деякі з них, наприклад, час розганяння і питому витрату палива з аналогічними експериментальними даними.

У роботі [1] наведено осцилограму розганяння автомобіля ЗИЛ з вантажем 4 т на горизонтальній дорозі з асфальтобетонним покриттям ($j = 0,010$), а також результати експериментального визначення питомої втрати палива під час розганяння цього автомобіля на моделювальному тяговому стенді. Аналогічні дані можна отримати розрахунково. Для цього статична зовнішня швидкісна характеристика двигуна ЗИЛ-508.10, $N_e = f(n_e)$ та $G_n = f(N_e n_e)$ апроксимована (5) та відомим рівнянням

$$G_n = AN_e + Bn^2 + Cn + D, \quad (11)$$

де G_n – годинна витрата палива, кг/год; $a = 33,2$; $b = 9,12 \cdot 10^{-3}$; $g = 2,78 \cdot 10^{-6}$; $A = 1,9 \cdot 10^{-4}$; $B = 1,8 \cdot 10^{-7}$; $C = 3,55 \cdot 10^{-3}$; $D = 2,82$ – емпіричні коефіцієнти [2].

Абсолютну витрату палива визначаємо з виразу

$$\Delta Q = \frac{1}{3,6} G_n \cdot \Delta t. \quad (12)$$

Приріст часу Δt знаходимо з виразу (8).

Частоту обертання (n) виразимо через швидкість руху автомобіля (V) і, користуючись формулами (5), (11), отримаємо диференційне рівняння

$$\Delta Q = \frac{1}{3,6} (KV^3 + EV^2 + LV + D) \frac{m_j \Delta V}{aV^2 + bV + c}, \quad (13)$$

після інтегрування якого в межах від початкової V_1 до кінцевої V_2 швидкості розганяння на цій передачі отримуємо

$$\Delta Q = \frac{1}{3,6} \left\{ \left[D - \frac{c}{a} \left(E - \frac{kb}{a} \right) \right] t_p + \left[L - \frac{b}{a} \left(E - \frac{kb}{a} \right) - \frac{kc}{a} \right] S_p + \frac{m_j (V_2 - V_1)}{a} \left[E - \frac{kb}{a} + \frac{k(V_2 + V_1)}{2} \right] \right\} \quad (14)$$

де t_p і S_p – час і шлях розганяння автомобіля.

$$K = Ag \left(\frac{30 \cdot i_T}{pr_k} \right)^3; \quad E = (Ab + B) \left(\frac{30 \cdot i_T}{pr_k} \right)^2; \quad L = (Aa + C) \frac{30 \cdot i_T}{pr_k}.$$

Питому витрату палива визначаємо за формулою (15), а час і шлях розганяння за [2].

$$q_e = \frac{Qt_p}{\int_{V_1}^{V_2} N_e \Delta t}, \text{ з/кВт} \cdot \text{год.} \quad (15)$$

Результати розрахунку часу розганяння на II і III передачах, а також питомої витрати палива під час розганяння автомобіля і відповідні експериментальні дані наведено в таблиці.

Результати розрахунку й експериментальні дані

Показники розганяння	Розрахунок	Експеримент	Відхилення у %
Час розганяння на II передачі, с	3,99	4,00	0,3
Час розганяння на III передачі, с	6,49	6,30	3,0
Питома витрата палива, з/кВт·год	325,3	334,9	2,9

Висновок. Отримані результати показують, що статичні характеристики можна використовувати для розрахунку показників розганяння автомобіля. Несуттєве відхилення результатів (max 3 %) можна пояснити тим, що розганяння автомобіля в реальних умовах не належить до швидкозмінних процесів, за яких спостерігаються істотні відмінності між динамічними і статичними характеристиками двигуна.

1. Архангельский В. М., Злотин Г. Н. Работа карбюраторных двигателей на неуставившихся режимах. – М.: Машиностроение, 1979. 152 с. 2. Синкевич Н. В. Анализ некоторых показателей, используемых для оценки эффективности выбора параметров трансмиссии автомобиля // Вестник Львов. политехн. ин-та. № 156. – Технология машиностроения и динамическая прочность машин. – Львов: Вища школа, 1981. – С. 86–88. 3. Архангельский В. М. Энергетические показатели карбюраторных двигателей при их разгонах на режимах полной мощности / В. М. Архангельский, С. А. Пришвин, С. С. Эпштейн // Двигателестроение. – 1988. – № 4. – С. 9–11. 4. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння: навч. посіб. – Харків: Точка, 2011. – 194 с. 5. Количественная оценка явления динамического преодоления подъемов / В. Р. Карпенко, А. Л. Мастикаш, Н. В. Синкевич; Львов. политехн. ин-т. – Львов, 1986. – 11 с. – Деп. В УкрНИИТИ. 2.01.86, № 44-Ук86.