

Т. Г. Миськів, Ю. В. Пороховський
 Національний університет “Львівська політехніка”,
 кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСУ РОЗГАНЯННЯ АВТОМОБІЛЯ ЗАЛЕЖНО ВІД ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНА І КОНФІГУРАЦІЇ ПРИВОДУ

© Миськів Т. Г., Пороховський Ю. В., 2019

Описано характеристики двигунів приводу автомобіля та перетворювачі їх характеристик.

Розглянуто конфігурації приводу автомобіля з різними перетворювачами характеристики двигуна: зчеплення або гідротрансформатор, передачі із дискретно-змінним передатним числом або неперервно-змінним передатним числом.

Наведено залежності тягової сили на колесах від швидкості руху на різних етапах розганяння для різних характеристик двигунів та конфігурацій приводу автомобіля.

Отримано аналітичні залежності для визначення часу розганяння автомобіля від нуля до швидкості 100 км/год інтегруванням основного рівняння динаміки.

Ключові слова: характеристики двигунів, перетворювачі характеристик двигунів, конфігурації приводу, тягова характеристика, час розганяння.

T. Myskiv, Yu. Porokhovskiy

DETERMINATION OF THE TIME OF ACCELERATION OF THE CAR DEPENDING ON THE CHARACTERISTICS OF THE ENGINE AND THE CONFIGURATION OF THE DRIVE

Characteristics of the engines of the car drive and their transducers are described.

The configurations of the drive of the car with different transducers of engine characteristics are considered: clutch or a hydrodynamic torque converter, transmission with a discrete-variable gear ratio or a continuous-variable gear ratio.

The dependence of the traction force on wheels on the speeds of the various stages of acceleration for various engine characteristics and vehicle drive configurations are presented.

The analytical dependencies are obtained for determining the time of acceleration of the car from zero to a speed of 100 km/h by integrating the basic dynamics equation.

Key words: characteristics of the engines, transducers of engine characteristics, vehicle drive configurations, time of acceleration.

Формулювання проблеми. Як джерело енергії у приводі автомобілів переважно застосовується поршневий двигун внутрішнього згоряння (надалі двигун). Максимально досяжні ефективна потужність та обертовий момент двигуна – функції кутової швидкості, які називаються його зовнішньою швидкісною характеристикою і в сучасних двигунах мають різний вигляд. Аби наблизити її до ідеальної характеристики, використовують різні перетворювачі обертового моменту і кутової швидкості двигуна: зчеплення або гідротрансформатор, передачі з дискретно-змінним передатним числом або неперервно-змінним передатним числом.

Від характеристики двигуна та конфігурації приводу автомобіля залежить вигляд формул для визначення тягових сил на колесах у функції швидкості автомобіля. Тягові сили на колесах і сили опору руху входять до основного рівняння динаміки, інтегрування якого дає формули для визначення часу розганяння, які ще й є різними на різних етапах розганяння внаслідок зміни характеристик двигуна чи агрегату трансмісії.

Час розганяння, наприклад, від нуля до 100 км/год є важливим показником ефективності приводу автомобіля, тож для його аналізу необхідно отримати відповідні залежності.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Традиційно зовнішня швидкісна характеристика двигуна потужність–кутова швидкість і обертовий момент–кутова швидкість виражалась поліномами відповідно третього і другого порядків, а перетворювачами цієї характеристики переважно були зчеплення, коробка передач і головна передача. Час розганяння визначається тільки для вказаних характеристики двигуна та конфігурації приводу двома методами: інтегруванням основного рівняння динаміки [1–3] чи через середнє прискорення у заданому швидкісному інтервалі [4–5]. Перший метод точніший, але у вказаних роботах не деталізовано етапи розганяння. Наприклад, рушання з місця за допомогою зчеплення відбувається за сталої тягової сили, тоді як під час розганяння на передачі тягова сила є функцією від швидкості, тож інтеграли будуть різні.

Характеристики сучасних двигунів з примусовим наповненням циліндрів не описуються вказаними поліномами. В певних інтервалах кутових швидкостей як потужність, так і обертовий момент мають сталий перебіг, що змінює підінтегральний вираз і вимагає ввести додаткові етапи розганяння. Конфігурація приводу автомобіля з гідротрансформатором і ступеневою коробкою передач чи варіатором зумовлює певні особливості розрахунку часу розганяння.

Формулювання мети. Метою статті є виведення залежностей для розрахунку часу розганяння автомобіля для різних характеристик двигуна та конфігурацій приводу.

Виклад основного матеріалу. Конфігурації приводу з різними перетворювачами характеристики двигуна, які охоплюють можливі варіанти визначення часу розганяння автомобіля, показано на рис. 1.

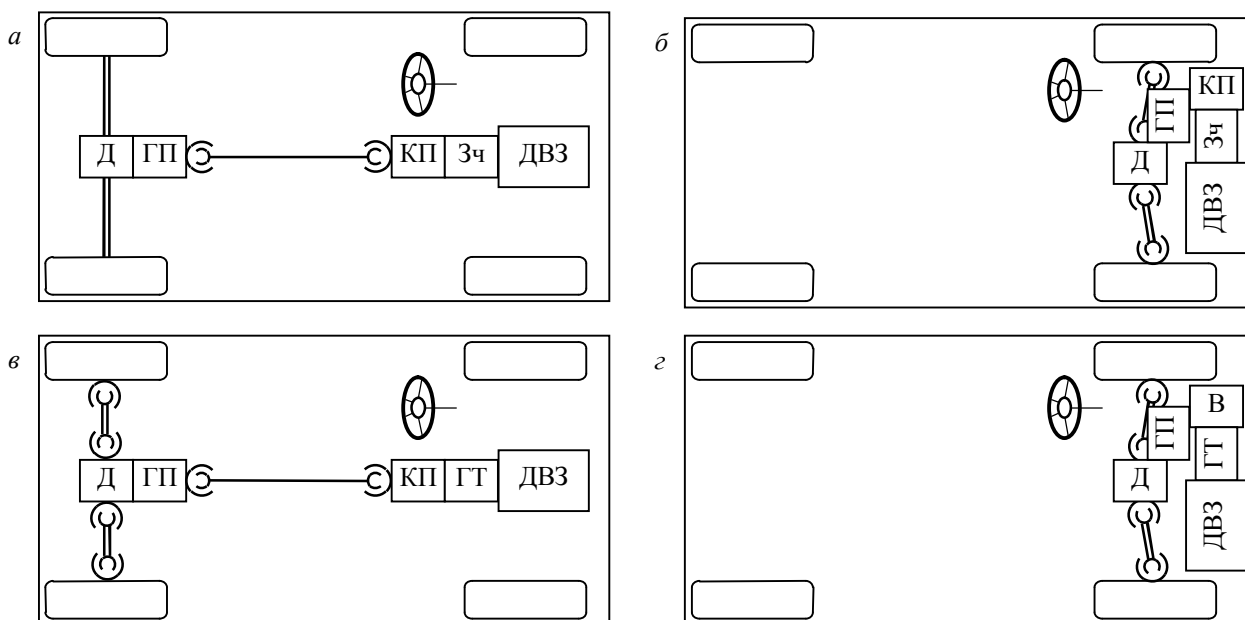


Рис. 1. Конфігурації приводу автомобілів з механічною (а, б) і гідромеханічною (в, г) трансмісіями:
 В – варіатор; ГП – головна передача; ГТ – гідротрансформатор; Д – диференціал;
 ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння; Зч – зчеплення

Традиційна зовнішня швидкісна характеристика бензинового двигуна наведена на рис. 2, а, характеристика дизельного, на відміну від бензинового двигуна, завершується за ω_N .

Залежності ефективних потужності $N_e = N_e(\omega_e)$ та обертового моменту $T_e = T_e(\omega_e)$ можна описати поліномами третього і другого порядків [4]:

$$N_e = a \cdot N_1 \cdot \omega_e + b \cdot N_2 \cdot \omega_e^2 + c \cdot N_3 \cdot \omega_e^3; N_1 = N_{\max} / \omega_N; N_2 = N_{\max} / \omega_N^2; N_3 = N_{\max} / \omega_N^3, \quad (1)$$

$$T_e = N_e / \omega_e = a \cdot N_1 + b \cdot N_2 \cdot \omega_e + c \cdot N_3 \cdot \omega_e^2. \quad (2)$$

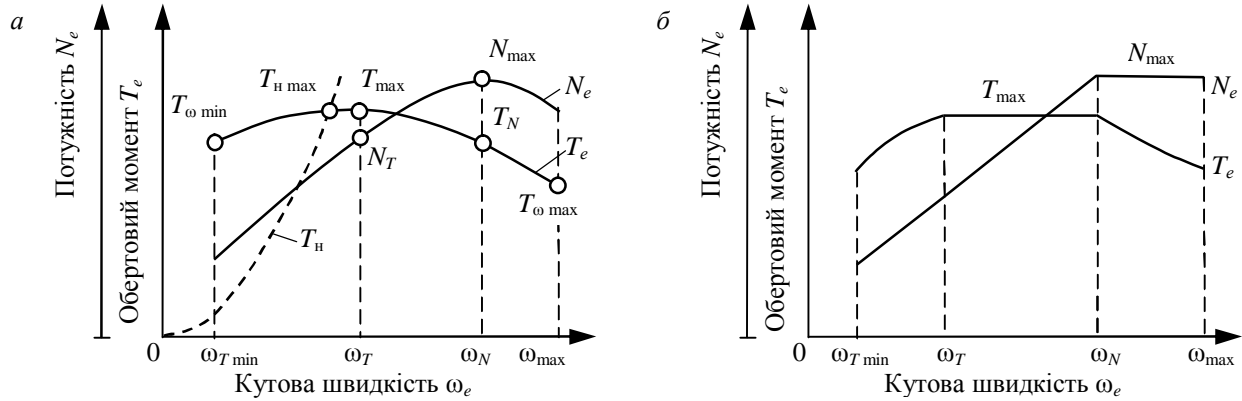


Рис. 2. Зовнішні швидкісні характеристики двигунів: традиційна (а) та вдосконалена (б)

Коефіцієнти a , b , c є сталими для такого двигуна і визначаються за формулами:

$$a = \frac{k_T \cdot k_{\omega} \cdot (2 - k_{\omega}) - 1}{k_{\omega} \cdot (2 - k_{\omega}) - 1}; b = -\frac{2 \cdot k_{\omega} \cdot (k_T - 1)}{k_{\omega} \cdot (2 - k_{\omega}) - 1}; c = \frac{k_{\omega}^2 \cdot (k_T - 1)}{k_{\omega} \cdot (2 - k_{\omega}) - 1}, \quad (3)$$

де k_{ω} і k_T – коефіцієнти пристосованості двигуна за кутовою швидкістю і за обертовим моментом:

$$k_{\omega} = \omega_N / \omega_T; k_T = T_{\max} / T_N. \quad (4)$$

Застосування заходів покращення роботи, ефективності й характеристики викидів (примусове наповнення циліндрів, безпосереднє впорскування бензину, змінні фази газорозподілу, рециркуляція випускних газів, інтелектуальне запалювання) на сучасних двигунах дало змогу вдосконалити характеристики двигунів. На рис. 2, б показана одна з таких характеристик [6], де потужність і обертовий момент двигуна виражаються залежностями:

– в інтервалі $(\omega_{T \min}; \omega_T)$ поліномом (не вказана, бо не використовуватимуться під час розганяння);

– в інтервалі $(\omega_T; \omega_N)$

$$N_e = T_{\max} \cdot \omega_e; T_e = T_{\max}; \quad (5)$$

– в інтервалі $(\omega_N; \omega_{\max})$

$$N_e = N_{\max}; T_e = N_{\max} / \omega_e. \quad (6)$$

Інтегрування диференціального рівняння руху автомобіля

$$\lambda_i \cdot m_0 \cdot \frac{dv}{dt} = F_K - F_{\Sigma \text{оп}} \quad (7)$$

дає час розганяння в інтервалі швидкостей $(v_{i \min}; v_{i \max})$

$$t_i = \lambda_i \cdot m_0 \cdot \int_{v_{i \min}}^{v_{i \max}} \frac{dv}{F_K - F_{\Sigma \text{оп}}}, \quad (8)$$

де λ_i – коефіцієнт, що враховує інерцію обертових мас на i -й передачі коробки; m_0 – споряджена маса автомобіля; F_K – тягова сила на колесах; $F_{\Sigma \text{оп}}$ – сумарна сила опору руху.

Час розганання визначається за умов руху на горизонтальній дорозі, тож сумарна сила опору руху автомобіля $F_{\Sigma \text{оп}}$ складається із опору кочення коліс F_f й опору повітря $F_{\text{вх}}$ [2]

$$F_{\Sigma \text{оп}} = F_f + F_{\text{вх}} = m_0 \cdot g \cdot f_k + c_x \cdot A \cdot (\rho/2) \cdot (v/3,6)^2, \quad (9)$$

де g – прискорення вільного падіння; f_k – коефіцієнт опору руху коліс; c_x – коефіцієнт опору повітря; A – лобова площа автомобіля; ρ – густина повітря; v – швидкість автомобіля.

Вигляд виразу для тягової сили на колесах F_k залежить від характеристики двигуна та конфігурації приводу.

Для характеристики двигуна (див. рис. 2, а) і конфігурації приводу (див. рис. 1, а, б) в інтервалі швидкостей $(0; v_{1 \text{min}})$ тягова сила $F_{\text{кзч}}$ визначається залежністю

$$F_{\text{кзч}} = \eta_T \cdot T_e \cdot u_1 \cdot u_0 / R, \quad (10)$$

де η_T – коефіцієнт корисної дії трансмісії; u_1 – передатне число першої передачі коробки; u_0 – передатне число головної передачі; R – радіус колеса.

В інтервалі швидкостей $(v_{1 \text{min}}; v_{n \text{max}})$ залежність тягової сили на колесах $F_{k i}$ від швидкості руху автомобіля v_i на i -й передачі представлена параметричними рівняннями з параметром ω_e (рис. 3)

$$F_{k i} = \eta_T \cdot T_e \cdot u_1 \cdot u_0 / R = \eta_T \cdot (a \cdot N_1 + b \cdot N_2 \cdot \omega_e + c \cdot N_3 \cdot \omega_e^2) \cdot u_i \cdot u_0 / R, \quad \omega_e = \overline{\omega_{T \text{min}}; \omega_{\text{max}}}, \quad i = \overline{1; n}, \quad (11)$$

$$v_i = 3,6 \cdot R \cdot \omega_e / u_i / u_0; \quad \omega_e = \overline{\omega_{T \text{min}}; \omega_{\text{max}}}; \quad i = \overline{1; n}. \quad (12)$$

Вираз для визначення часу розганання автомобіля до швидкості 100 км/год для конфігурацій (див. рис. 1, а, б) та характеристики двигуна (див. рис. 2, а) має такі складові

$$t_{0-100} = t_{\text{зч}} + \sum_1^k t_i + (k-1) \cdot \Delta t_0, \quad (13)$$

де $t_{\text{зч}}$ – час рушання з місця за допомогою зчеплення; t_i – час розганання на передачі з номером i ; k – номер передачі, на якій досягається швидкість 100 км/год; Δt_0 – час перемикування передачі.

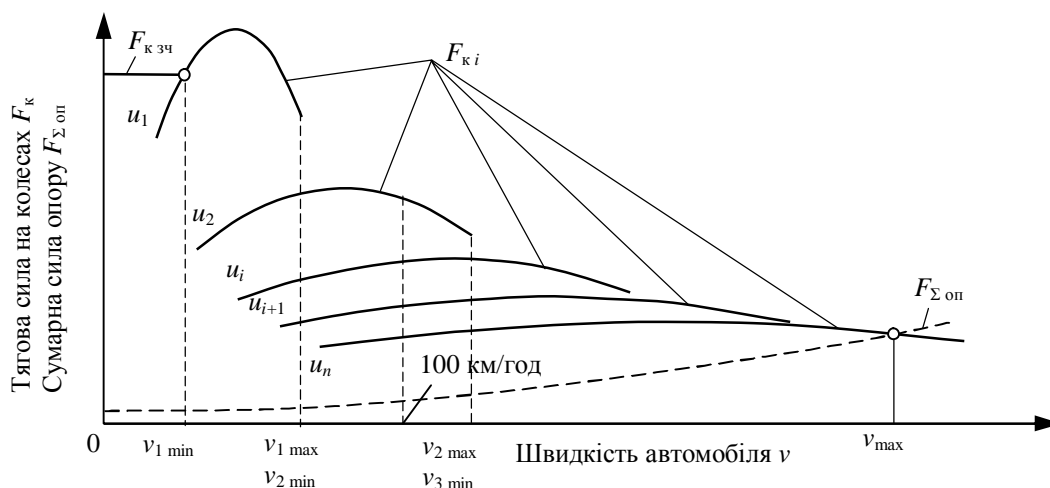


Рис. 3. Тягова характеристика автомобіля в координатах тягова сила – швидкість руху для конфігурацій а, б (див. рис. 1) і характеристики двигуна (див. рис. 2, а)

Рушання з місця за допомогою зчеплення відбувається за кутової швидкості двигуна $\omega_e = (\omega_{T \text{min}}; \omega_T)$, коли швидкість автомобіля зростає від нуля до $v_{1 \text{min}}$. За формулою (8) та з урахуванням (9) час розганання $t_{\text{зч}}$ в цьому інтервалі становить [7]

$$t_{3ч} = \lambda_1 \cdot m_0 \cdot \int_0^{v_{1\min}} \frac{dv}{F_{к3ч} - F_{\Sigma\text{оп}}} = \lambda_1 \cdot m_0 \cdot \int_0^{v_{1\min}} \frac{dv}{F_{к3ч} - m_0 \cdot g \cdot f_k - c_x \cdot A \cdot (\rho/2) \cdot v^2} =$$

$$= \frac{\lambda_1 \cdot m_0}{2 \cdot a_0 \cdot b_0} \cdot \ln \left| \frac{a_0 + b_0 \cdot v_{1\min}/3,6}{a_0 - b_0 \cdot v_{1\min}/3,6} \right|; \quad a_0 = \sqrt{F_{к3ч} - m_0 \cdot g \cdot f_k}; \quad b_0 = \sqrt{c_x \cdot A \cdot (\rho/2)}.$$

Використовуючи (9), (11) і (12), виразимо різницю сил: тягової $F_{кi}$ та сумарної опору $F_{\Sigma\text{оп}}$ через швидкість v_i під час розганяння автомобіля двигуном послідовно на кожній i -й передачі в інтервалі швидкостей $(v_{i\min}; v_{i\max})$.

$$F_{кi} - F_{\Sigma\text{оп}} = a_\omega \cdot v_i^2 + b_\omega \cdot v_i + c_\omega; \quad a_\omega = \eta_T \cdot c \cdot N_3 \cdot u_i^3 \cdot u_0^3 / R^3 - c_x \cdot A \cdot (\rho/2);$$

$$b_\omega = \eta_T \cdot b \cdot N_2 \cdot u_i^2 \cdot u_0^2 / R^2; \quad c_\omega = \eta_T \cdot a \cdot N_1 \cdot u_i \cdot u_0 / R - m_0 \cdot g \cdot f.$$

З урахуванням (15) за формулою (8) отримуємо вираз для визначення часу розганяння автомобіля двигуном t_i на передачі з номером i [5]

$$t_i = \lambda_i \cdot m_0 \cdot \int_{v_{i\min}}^{v_{i\max}} \frac{dv}{F_{кi} - F_{\Sigma\text{оп}}} = \lambda_i \cdot m_0 \cdot \int_{v_{i\min}}^{v_{i\max}} \frac{dv}{a_\omega \cdot v_i^2 + b_\omega \cdot v_i + c_\omega} =$$

$$= \frac{\lambda_i \cdot m_0}{\sqrt{\delta}} \cdot \left(\ln \left| \frac{2 \cdot a_\omega \cdot v_{i\max}/3,6 + b_\omega - \sqrt{\delta}}{2 \cdot a_\omega \cdot v_{i\max}/3,6 + b_\omega + \sqrt{\delta}} \right| - \ln \left| \frac{2 \cdot a_\omega \cdot v_{i\min}/3,6 + b_\omega - \sqrt{\delta}}{2 \cdot a_\omega \cdot v_{i\min}/3,6 + b_\omega + \sqrt{\delta}} \right| \right); \quad i = \overline{1; k},$$

де $\sqrt{\delta} = \sqrt{b_\omega^2 - 4 \cdot a_\omega \cdot c_\omega}$; $v_{i\max} = 100$ км/год, якщо $i = k$.

Для характеристики двигуна (див. рис. 2, б) і конфігурації приводу (див. рис. 1, а, б) в інтервалі швидкостей $(0; v_{1\min})$ тягова сила $F_{к3ч}$ визначається залежністю (10). В інтервалі швидкостей $v_{i1\min} \leq v_{i2\min}$ тягова сила на колесах $F_{кi1}$ стала (рис. 4) і виражається рівняннями

$$F_{кi1} = \eta_T \cdot T_{\max} \cdot u_i \cdot u_0 / R, \quad i = \overline{1; n},$$

а в інтервалі швидкостей $(v_{i2\min}; v_{i\max})$

$$F_{кi2} = \eta_T \cdot N_{\max} \cdot 3,6 / v_i, \quad i = \overline{1; n}.$$

Вираз для визначення часу розганяння автомобіля до швидкості 100 км/год для конфігурацій (див. рис. 1, а, б) та характеристики двигуна (див. рис. 2, б) має такі складові

$$t_{0-100} = t_{3ч} + \sum_1^k t_{i1} + t_{i2} + (k-1) \cdot \Delta t_0,$$

де, t_{i1} , t_{i2} – час розганяння в інтервалі $(v_{i1\min}; v_{i2\min})$ та $(v_{i2\min}; v_{i\max})$ на передачі з номером i .

Час розганяння $t_{3ч}$ в інтервалі $(0; v_{i1\min})$ визначається залежністю (14), а t_{i1} в інтервалі $(v_{i1\min}; v_{i2\min})$ на підставі цієї ж залежності із заміною $F_{к3ч}$ на $F_{кi1}$ за рівнянням (17).

В інтервалі швидкостей $(v_{i2\min}; v_{i\max})$ розганяння відбувається зі сталою потужністю двигуна на кожній передачі, тож сталою залишається сумарна потужність опору, натомість змінюються її складові. Можна прийняти $F_{\Sigma\text{оп}} = F_{\Sigma\text{оп}}^{\text{vmax}}$. З урахуванням (18) за формулою (8) отримуємо вираз для визначення часу розганяння автомобіля двигуном t_{i2} на передачі з номером i

$$t_{i2} = \lambda_i \cdot m_0 \cdot \int_{v_{i2 \min}}^{v_{i \max}} \frac{dv}{F_{ki} - F_{\Sigma \text{оп}}} = \lambda_i \cdot m_0 \cdot \int_{v_{i2 \min}}^{v_{i \max}} \frac{v \cdot dv}{\eta_{\text{MT}} \cdot N_{\text{max}} - F_{\Sigma \text{оп}}^v \cdot v} = -\frac{\lambda_i \cdot m_0}{F_{\Sigma \text{оп}}^v \cdot v} \cdot \left[(v_{i \max} - v_{i2 \min}) / 3,6 + \right. \\ \left. + \frac{\eta_{\text{MT}} \cdot N_{\text{max}}}{F_{\Sigma \text{оп}}^v \cdot v} \cdot \left(\ln \left| \eta_{\text{MT}} \cdot N_{\text{max}} - F_{\Sigma \text{оп}}^v \cdot v_{i2 \min} / 3,6 \right| - \ln \left| \eta_{\text{MT}} \cdot N_{\text{max}} - F_{\Sigma \text{оп}}^v \cdot v_{i \max} / 3,6 \right| \right) \right]. \quad (20)$$

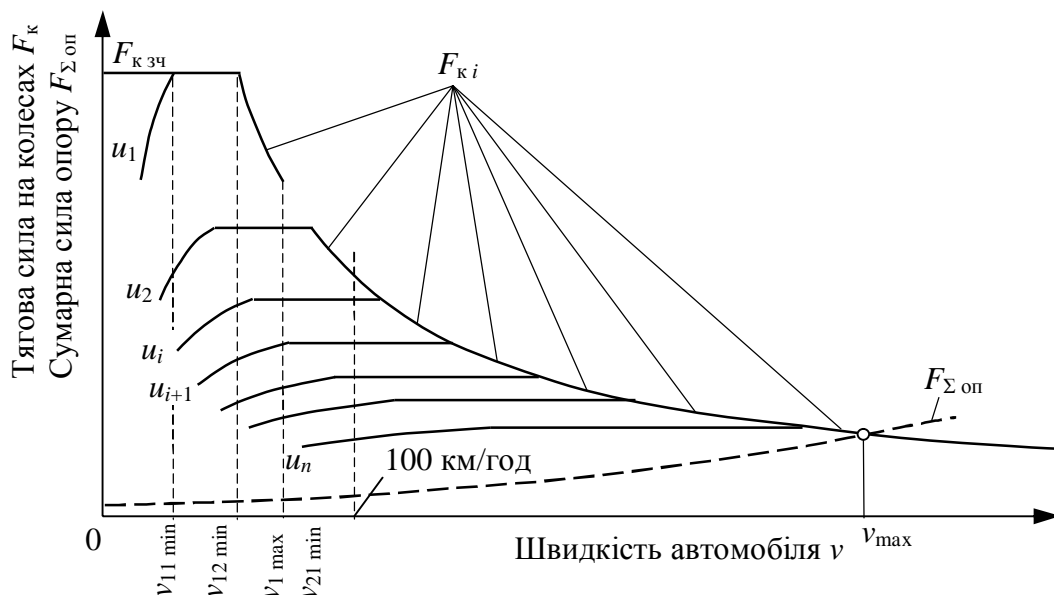


Рис. 4. Тягова характеристика автомобіля в координатах тягова сила – швидкість руху для конфігурацій (див. рис. 1, а, б) і характеристики двигуна (див. рис. 2, б)

У конфігураціях (див. рис. 1, в, г) використовується гідротрансформатор. Обертовий момент, необхідний для обертання його насосного колеса, визначають за формулою [3]

$$T_n = \lambda_n \cdot \rho_p \cdot D^5 \cdot \omega_n^2, \quad (21)$$

де λ_n – коефіцієнт насоса; ρ_p – густина робочої рідини ($\rho_p = 860 \text{ кг/м}^3$); D – активний діаметр гідротрансформатора; ω_n – кутова швидкість насосного колеса.

Ця залежність нанесена на зовнішню швидкісну характеристику двигуна (див. рис. 2, а, пунктирна лінія), тож можна визначити кутову швидкість і обертовий момент двигуна, за яких можлива сумісна робота двигуна і гідротрансформатора на усталеному режимі, – точка перетину кривих T_e і T_n . Для непрозорого гідротрансформатора сумісна робота за незмінної подачі палива можлива практично тільки за одного значення кутової швидкості ω_n , незмінного у разі зміни передатного відношення гідротрансформатора $i_{\text{ГТ}}$. Прирівнюючи T_e і T_n , з (2) та (21) отримуємо:

$$\omega_{n \max} = \left(-b \cdot N_2 - \sqrt{b^2 \cdot N_2^2 - 4 \cdot (c \cdot N_3 - \lambda_n \cdot \rho_p \cdot D^5) \cdot a \cdot N_1} \right) / 2 / (c \cdot N_3 - \lambda_n \cdot \rho_p \cdot D^5); \quad (22)$$

$$T_{n \max} = \lambda_n \cdot \rho_p \cdot D^5 \cdot \omega_{n \max}^2; \quad (23)$$

Основні параметри, за якими оцінюють гідротрансформатор, такі:

– передатне відношення $i_{\text{ГТ}}$, відношення кутових швидкостей турбінного ω_t і насосного ω_n коліс;

$$i_{\text{ГТ}} = \omega_t / \omega_n; \quad (24)$$

– коефіцієнт трансформації K , відношення обертових моментів на валах турбінного T_t і насосного T_n коліс (максимальне значення $K_{i=0} = 1,83$ відповідає зупиненій турбіні $i_{\text{ГТ}} = 0$ і зі збільшенням передатного відношення зменшується до $K_{i=0,84} = 1$, якщо $i_{\text{ГТ}, K=1} = 0,84$)

$$K = T_T / T_H ; \quad (25)$$

– коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ГТ}}$, добуток коефіцієнта трансформації K і передатного відношення $i_{\text{ГТ}}$

$$\eta_{\text{ГТ}} = K \cdot i_{\text{ГТ}}. \quad (26)$$

За двома значеннями K можна знайти його лінійну залежність від передатного відношення $i_{\text{ГТ}}$

$$K = K_{i_{\text{ГТ}}=0} - i_{\text{ГТ}} \cdot (K_{i_{\text{ГТ}}=0} - 1) / i_{\text{ГТ}, K=1} = 1,83 - i_{\text{ГТ}} \cdot (1,83 - 1) / 0,84 = 1,83 - 0,99 \cdot i_{\text{ГТ}}. \quad (27)$$

На етапах рушання і розганяння в інтервалі $0 \dots v_{\text{ГТ max}}$ зміна швидкості автомобіля $v_{\text{ГТ}}$ відбувається автоматично за рахунок зміни передатного відношення гідротрансформатора $i_{\text{ГТ}}$, а двигун має сталу кутову швидкість $\omega_{\text{H max}}$. Запишемо вирази для швидкостей автомобіля: поточної $v_{\text{ГТ}}$ та в момент переходу гідротрансформатора в режим гідромуфти ($K = 1$) за $i_{\text{ГТ}} = 0,84$ $v_{\text{ГТ}, K=1}$

$$v_{\text{ГТ}} = R \cdot \omega_{\text{H max}} \cdot i_{\text{ГТ}} / u_{\text{B max}} / u_0, \quad i_{\text{ГТ}} = \overline{0; 1}, \quad (28)$$

$$v_{\text{ГТ}, K=1} = 0,84 \cdot R \cdot \omega_{\text{H max}} / u_{\text{B max}} / u_0, \quad (29)$$

де $u_{\text{B max}}$ – максимальне передатне число варіатора.

Залежність тягової сили на колесах $F_{\text{к}}$ від швидкості руху автомобіля v (рис. 5) подамо параметричними рівняннями:

в інтервалі швидкостей $(0; v_{\text{ГТ max}})$ з параметром $i_{\text{ГТ}}$

$$F_{\text{к ГТ}} (K \leq 1) = \eta_{\text{МТ}} \cdot (1,83 - 0,99 \cdot i_{\text{ГТ}}) \cdot T_{\text{H}} \cdot u_{\text{B max}} \cdot u_0 / R, \quad i_{\text{ГТ}} = \overline{0; 0,84}, \quad (30)$$

$$F_{\text{к ГТ}} (K=1) = \eta_{\text{МТ}} \cdot T_{\text{H}} \cdot u_{\text{B max}} \cdot u_0 / R, \quad i_{\text{ГТ}} = \overline{0,84; 1}, \quad (31)$$

$$v_{\text{ГТ}} = R \cdot \omega_{\text{H max}} \cdot i_{\text{ГТ}} / u_{\text{B max}} / u_0, \quad i_{\text{ГТ}} = \overline{0; 1}, \quad (32)$$

в інтервалі швидкостей $(v_{\text{ГТ max}}; v_{\text{B min}})$ з параметром ω_e

$$F_{\text{к } \omega} = \eta_{\text{МТ}} \cdot (a \cdot N_1 + b \cdot N_2 \cdot \omega_e + c \cdot N_3 \cdot \omega_e^2) \cdot u_{\text{B max}} \cdot u_0 / R, \quad \omega_e = \overline{\omega_{\text{H max}}; \omega_N}, \quad (33)$$

$$v_{\omega} = R \cdot \omega_e / u_{\text{B max}} / u_0, \quad \omega_e = \overline{\omega_{\text{H max}}; \omega_N}; \quad (34)$$

в інтервалі швидкостей $(v_{\text{B min}}; v_{\text{B max}})$ з параметром u_{B}

$$F_{\text{к B}} = \eta_{\text{МТ}} \cdot T_{\text{H}} \cdot u_{\text{B}} \cdot u_0 / R, \quad u_{\text{B}} = \overline{u_{\text{B max}}; u_{\text{B min}}}, \quad (35)$$

$$v_{\text{B}} = R \cdot \omega_N / u_{\text{B}} / u_0, \quad u_{\text{B}} = \overline{u_{\text{B max}}; u_{\text{B min}}}. \quad (36)$$

Вираз для визначення часу розганяння автомобіля має такі складові

$$t_{0-100} = t_{\text{ГТ}, K \leq 1} + t_{\text{ГТ}, K=1} + t_{\omega} + t_{\text{B}}, \quad (37)$$

де $t_{\text{ГТ}, K \leq 1}$ – час розганяння з місця за допомогою гідротрансформатора в режимі трансформації обертового моменту; $t_{\text{ГТ}, K=1}$ – час розганяння за допомогою гідротрансформатора в режимі гідромуфти; t_{ω} – час розганяння за рахунок збільшення кутової швидкості двигуна з ω_{H} до ω_N ; t_{B} – час розганяння внаслідок зменшення передатного числа варіатора.

Використовуючи (32), позбудемось $i_{\text{ГТ}}$ у виразі (30), внаслідок чого отримаємо залежність тягової сили $F_{\text{к ГТ}} (K \leq 1)$ від швидкості автомобіля $v_{\text{ГТ}}$ під час розганяння з місця за допомогою гідротрансформатора в режимі трансформації обертового моменту

$$F_{\text{к ГТ}} (K \leq 1) = a_{\text{ГТ}} - b_{\text{ГТ}} \cdot v_{\text{ГТ}}, \quad (38)$$

$$\text{де } a_{\text{ГТ}} = \frac{1,83 \cdot \eta_{\text{МТ}} \cdot T_{\text{Н max}} \cdot u_{\text{В max}} \cdot u_0}{R}; \quad b_{\text{ГТ}} = \frac{0,99 \cdot \eta_{\text{МТ}} \cdot T_{\text{Н max}} \cdot u_{\text{В max}}^2 \cdot u_0^2}{R^2 \cdot \omega_{\text{Н max}}}$$

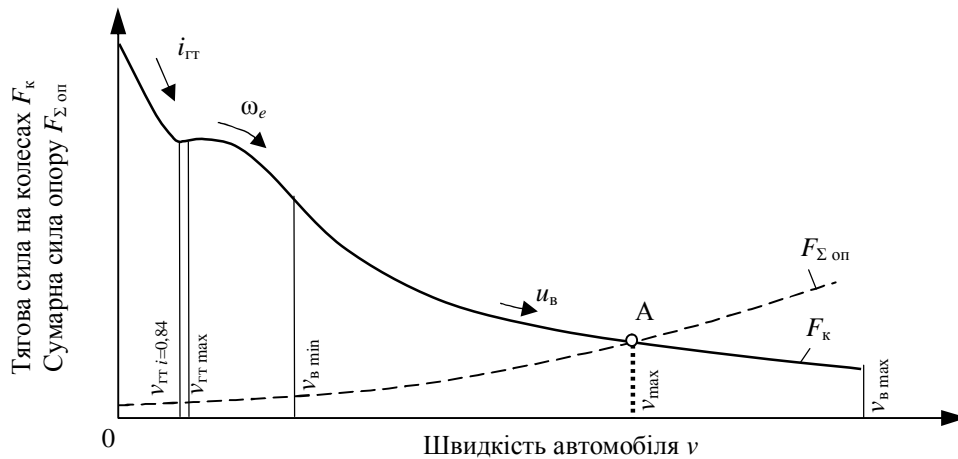


Рис. 5. Тягова характеристика автомобіля в координатах тягова сила – швидкість руху для конфігурації (див. рис. 1, з)

Інтегрування за формулою (8) дає: у режимі трансформації обертового моменту [7]

$$t_{\text{ГТ}K \leq 1} = \lambda_i \cdot m_0 \cdot \int_0^{v_{\text{ГТ} i=0,84}} \frac{dv}{F_{\text{КГТ}}(K \leq 1) - F_{\Sigma \text{оп}}^{v \text{ max}}} = \lambda_i \cdot m_0 \cdot \int_0^{v_{\text{ГТ} i=0,84}} \frac{dv}{a_{\text{ГТ}} - F_{\Sigma \text{оп}}^{v \text{ max}} - b_{\text{ГТ}} \cdot v_{\text{ГТ}}} =$$

$$= \frac{\lambda_i \cdot m_0 \cdot \left(\ln \left| a_{\text{ГТ}} - F_{\Sigma \text{оп}}^{v \text{ max}} \right| - \ln \left| a_{\text{ГТ}} - F_{\Sigma \text{оп}}^{v \text{ max}} - b_{\text{ГТ}} \cdot v_{\text{ГТ} i=0,84} \right| \right)}{b_{\text{ГТ}}}, \quad (39)$$

а в режимі гідромуфти

$$t_{\text{ГТ}K=1} = \lambda_i \cdot m_0 \cdot \int_{v_{\text{ГТ} i=0,84}}^{v_{\text{ГТ} \text{ max}}} \frac{dv}{F_{\text{КГТ}}(K=1) - F_{\Sigma \text{оп}}^{v \text{ max}}} = \frac{\lambda_i \cdot m_0 \cdot (v_{\text{ГТ} \text{ max}} - v_{\text{ГТ} i=0,84})}{(F_{\text{КГТ}}(K=1) - F_{\Sigma \text{оп}}^{v \text{ max}})}. \quad (40)$$

Під час розганяння автомобіля двигуном в інтервалі швидкостей ($v_{\text{ГТ} \text{ max}}$; $v_{\text{В} \text{ min}}$) для знаходження t_{ω} використовуємо вираз (16), в якому необхідно замінити u_i на $u_{\text{В} \text{ max}}$.

В інтервалі ($v_{\text{В} \text{ min}}$; $v_{\text{В} \text{ max}}$) розганяння відбувається за рахунок зменшення передатного числа варіатора. Враховуючи (36), виразимо тягову силу $F_{\text{КВ}}$ (35) через швидкість $v_{\text{В}}$

$$F_{\text{КВ}} = \eta_{\text{МТ}} \cdot N_{\text{max}} \cdot 3,6 / v_{\text{В}}. \quad (41)$$

Вирази (41) і (18) тотожні, тож для визначення $t_{\text{В}}$ можна скористатись формулою (20).

У конфігурації (див. рис. 1, в) вираз для визначення часу розганяння має такі складові

$$t_{0-100} = t_{\text{ГТ}K < 1} + t_{\text{ГТ}K=1} + \sum_1^k t_i + (k-1) \cdot \Delta t_0, \quad (42)$$

де $t_{\text{ГТ}K \leq 1}$ і $t_{\text{ГТ}K=1}$ знаходять за формулами (39), (40), t_i – за формулою (16) для характеристики двигуна (див. рис. 2, а), чи за формулами (14), (20) для характеристики двигуна (див. рис. 2, б).

Висновки. Розглянуто конфігурації приводу автомобіля з різними характеристиками двигунів і різними перетворювачами їх характеристик. Для різних ділянок тягової характеристик впорядковано аналітичні залежності тягової сили на колесах від швидкості руху, які необхідні для визначення часу розганяння. Інтегруванням основного рівняння динаміки отримано формули для

визначення часу розганання, які забезпечують певну гнучкість у разі визначення часу розганання автомобіля для різних характеристик двигуна та конфігурацій приводу.

Час розганання автомобіля є результиуючою інформацією про досконалість приводу автомобіля, тож отримані точні залежності зручніші для подальшого аналізу.

1. Manfred Mischke. *Dynamika samochodu*. Wydawnictwa komunikacji i łączności Warszawa 1977. – 492 s. 2. Reza N. Jazar. *Vehicle dynamics: Theory and application*. 2008 Springer Science+Business Media, LLC. 3. Лутвинов А. С., Фаробин Я. Е. *Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учеб. для вузов по специальности “Автомобили и автомобильное хозяйство”*. – М.: Машиностроение. 1989. – 240 с. 4. Солтус А.П. *Теория эксплуатационных свойств автомобиля: навч. посіб. для ВНЗ*. – К.: Арістей, 2010. – 155 с. 5. Селифонов В. В., Хусаинов А. Ш., Ломакин В. В. *Теория автомобиля: учеб. пособ.* – М.: МГТУ “МАМИ”, 2007. – 102 с. 6. http://www.automobile-catalog.com/curve/2018/2513735/ferrari_gtc4lusso_t.html 7. Смолянский М. Л. *Таблицы неопределенных интегралов*. – М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1965. – 112 с.