

УДК 629.3.016

DOI: 10.15587/1729-4061.2018.121568

## Синтез енергоефективного закону управління розгоном автомобіля

М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, Д. М. Клец, Н. М. Подригало,  
А. В. Маковецький, В. І. Гацько, Д. В. Абрамов, Ю. В. Тарасов,  
Д. М. Литовченко, О. В. Літвінов

*Визначена раціональна динамічна характеристика автомобіля, що дозволяє розгін при мінімальних витратах енергії двигуна. Визначено закони зміни часу розгону автомобіля при реалізації граничної по зчепленню ведучих коліс з дорогою сумарної тягової сили й при реалізації запропонованого раціонального закону управління прискоренням. Проведена оцінка ефективної роботи ДВЗ при розгоні на різних передачах автомобіля*

*Ключові слова: динаміка розгону, раціональне управління, зниження витрат енергії, раціональна швидкість*

### 1. Вступ

Енергетична ефективність є властивістю, яка забезпечує високу динамічність автомобіля з найменшими витратами енергії. Поліпшення енергетичної ефективності необхідно забезпечувати в зв'язку зі зростом інтенсивності дорожнього руху й вимог до зниження шкідливого впливу автомобільного транспорту на зовнішнє середовище. На вирішення вказаної проблеми позитивно впливає поява електромобілів й автомобілів з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс гібридних автомобілів. Наявність електричної частини приводу ведучих коліс дозволяє здійснювати раціональне управління розгоном автомобіля, тобто реалізувати такий закон зміни прискорення машини в залежності від швидкості, який забезпечить найменшу витрату енергії (витрату потужності) двигуна.

Найбільша витрата енергії відбувається при розгоні автомобіля на нижчих передачах. Тому дослідження впливу різних факторів на цей процес й визначення напрямків зниження енергетичних витрат є важливим етапом вирішення вказаної актуальної науково-технічної проблеми.

Автомобіль, яким керує водій, є рухомою фізичною (енергетичною, тепло-механічною) системою виробництва механічної енергії й одночасно використання при здійсненні транспортного процесу. Тому питання енергетики для автомобіля особливо важливі. Високі показники динамічності автомобілів повинні бути реалізовані при мінімальних затратах енергії двигуна. В режимі розгону управління рухом машини доцільно здійснювати за допомогою електричної частини приводу.

Енергетична ефективність є однією із найбільш важливих експлуатаційних властивостей автомобіля. На несталому режимі роботи ДВЗ автомобіля відбувається найбільша витрата енергії палива. Поява автомобілів з гібридним елек-

тормеханічним приводом ведучих коліс дозволяє зменшити додаткову витрату енергії на несталому режимі роботи ДВЗ.

## 2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Дослідженню вибору раціональної швидкості руху за умовою забезпечення високих динамічних показників автомобіля присвячені роботи [1, 2]. В роботі [3] визначений взаємозв'язок між потужністю двигуна, що витрачається на розгін автомобіля, швидкістю руху й рекомендованим прискоренням

$$m_a V_a \cdot \dot{V}_a = \frac{\Delta N_e \eta_{\text{тр}}}{\delta_{\text{об}}}, \quad (1)$$

де  $m_a$  – маса автомобіля;  $V_a$ ,  $\dot{V}_a$  – лінійні швидкість й прискорення автомобіля;  $\Delta N_e$  – додаткова потужність двигуна, що витрачається на розгін автомобіля;  $\eta_{\text{тр}}$  – ККД трансмісії;  $\delta_{\text{об}}$  – коефіцієнт врахування обертових мас двигуна й трансмісії;

$$\delta_{\text{об}} = 1 + \tau_1 + \tau_2 \cdot U_{\text{кп}}^2; \quad (2)$$

$U_{\text{кп}}$  – передаточне число коробки передач;  $\tau_1$ ;  $\tau_2$  – коефіцієнти, що враховують вплив обертових мас, які пов'язані з ведучими колесами постійним й змінним передаточними відношеннями,  $\tau_1=0,03-0,05$ ;  $\tau_2=0,04-0,06$ .

Розгін автомобіля від швидкості  $V_a$  до швидкості  $V_a + \Delta V_a$  буде відбуватись до настання нової рівноваги (тягового балансу [3]). У роботах [1, 2] отримано рівняння, що визначає умову настання наступної рівноваги при більшій швидкості автомобіля, рівній  $V_a + \Delta V_a$

$$\Delta N_e \eta_{\text{тр}} = m_a g \psi (V_{a1} - V_a) + kF (V_{a1}^3 - V_a^3), \quad (3)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння,  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>;  $\psi$  – сумарний коефіцієнт дорожнього опору;  $k$  – коефіцієнт опору повітря;  $F$  – площа лобового аеродинамічного опору (мідель) автомобіля;  $V_{a1}$  – швидкість, за якої настає нова рівновага автомобіля,

$$V_{a1} = V_a + \Delta V_a. \quad (4)$$

В роботах [1, 2] із рівняння (3) з врахуванням співвідношень (1) й (4) отримано алгебраїчне кубічне рівняння відносно параметра  $\Delta V_a$

$$(\Delta V_a)^3 + 3V_a (\Delta V_a)^2 + \left( 3V_a^2 + \frac{m_a g \psi}{kF} \right) \Delta V_a - \frac{m_a \delta_{\text{об}}}{3kF} V_a \dot{V}_a = 0. \quad (5)$$

Завдання, що вирішується у роботах [1, 2] передбачало визначення функції  $\Delta V_a(V_a)$ , а потім отримання раціональної швидкості ( $V_a$ ), що забезпечує  $(\Delta V_a)_{\max}$ . Автори наукових праць [1, 2] відмовились від розв'язання рівняння (5) за допомогою виразу Кардано й використовували наближені й чисельні рішення. На рис. 1 наведені залежності  $\Delta V_a(V_a)$ , що побудовані у роботах [1, 2] наближеними й чисельними методами без точного аналітичного рішення рівняння (5).

Крива 3 на рис.1 побудована в результаті чисельного розв'язання рішення рівняння (5). Крива 1 на рис. 1 – при виключенні із рівняння (5) членів  $(\Delta V_a)^3$  й  $(\Delta V_a)^2$ , а крива 2 – при  $(\Delta V_a)^3=0$ . Авторів робіт [1, 2] цікавили точки максимуму кривих 1, 2, 3. Аналіз цих кривих дозволив їм зробити висновки про те, що точки максимуму вказаних кривих співпадають. Вони визначаються залежністю

$$(V_a)_{\text{рац}} = \sqrt{\frac{m_a g \Psi}{3kF}}. \quad (6)$$

Однак у роботах [1, 2] для визначення  $(\Delta V_a)_{\max}$  було запропоновано наближений аналітичний вираз, оскільки розв'язання кубічного алгебраїчного рівняння за виразом Кардано було трудомістким. Для отримання точного рішення необхідно вирішити рівняння (5).

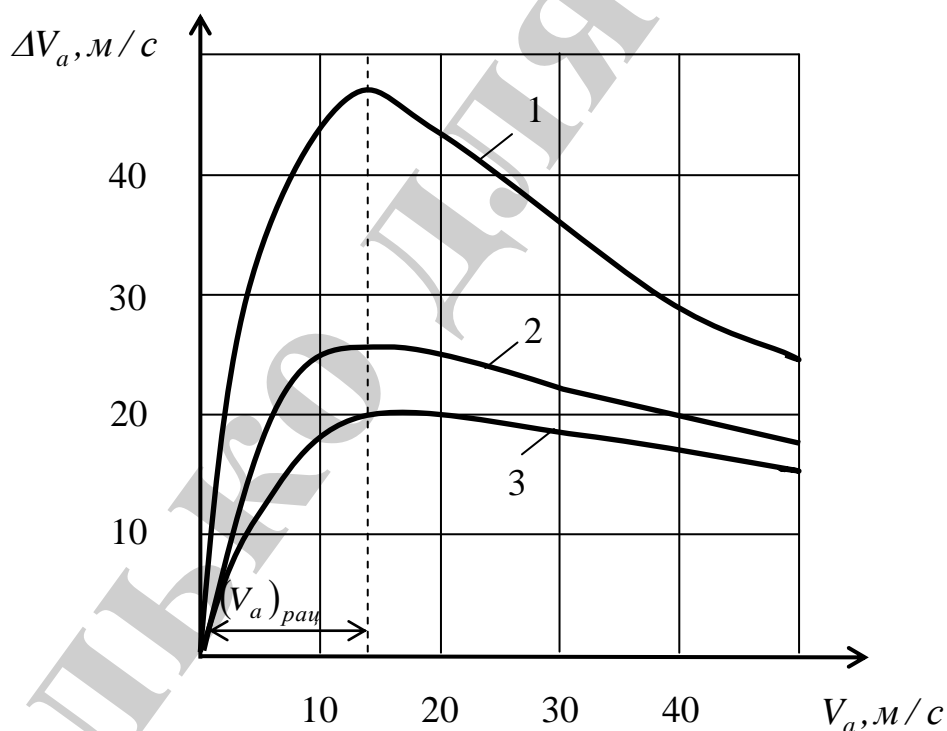


Рис. 1. Графік залежностей  $\Delta V_a(V_a)$  при:  $\psi=0,017$ ;  $kF/m_a=0,0003 \text{ м}^{-1}$ ;  $\delta_{\text{об}}=1,176$  [1, 2]

Час розгону до заданої швидкості є показником тягово-швидкісних властивостей автомобіля. Тому час розгону автомобіля потрібно визначати при  $\dot{V}_a \leq \dot{V}_{\text{агран}}$ . Крім цього, необхідно порівняти функції зміни часу розгону автомобіля

від швидкості, що реалізовані при існуючому раціональному способі управління прискоренням й при  $\dot{V}_a = \dot{V}_{\text{гран}}$ .

Цільові заходи, що впливають на технології транспортних засобів, все частіше стають інструментом розробників енергетичної політики в ЄС як засіб досягнення цілей в галузі енергоефективності, відновлюваних джерел енергії, зміни клімату та забезпечення енергетичної безпеки. Відомі роботи, у яких досліджуються енергетичні витрати транспортних засобів окремих автопарків та прогнозується їх зростання: у статті [4] запропоновано модель, що оцінює поточне споживання енергії автопарку Андорри, у роботі [5] – Ірландії, а у роботі [6] – у місті Чан-Чжу-Тан, Китай. Автори статті [7] пропонують метод розрахунку енергоефективності автопарку на дорогах з точки зору «фактору дорожнього руху». Однак у наведених роботах не вирішені задачі визначення взаємозв'язку між максимальним збільшенням швидкості та мінімальним збільшенням потужності двигуна автомобіля.

Енергетичній ефективності автомобіля присвячені роботи [8, 9]. Для моделювання зовнішньої швидкісної характеристики двигуна внутрішнього згоряння використовується емпірична залежність

$$N_e = N_{\text{емак}}(a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3), \quad (7)$$

де  $\lambda$  – відношення поточної кутової швидкості  $\omega_e$  до кутової швидкості  $\omega_N$  при максимальній потужності,

$$\lambda = \frac{\omega_e}{\omega_N}; \quad (8)$$

$a, b, c$  – емпіричні коефіцієнти рівняння (7) (табл. 1);  $N_{\text{емак}}$  – максимальна потужність двигуна.

Таблиця 1

Значення коефіцієнтів щодо побудови потужності за методом С.Р. Лейдермана

Коефіцієнти	Значення для двигунів			
	карбюраторних	дизельних		
		прямоштурних	передкамерних	вихорокамерних
$a$	1	0,5	0,7	0,6
$b$	1	1,5	1,3	1,4
$c$	1	1	1,0	1,0
$\lambda$	$k = (a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3)$			
0,2	0,232	0,152	0,184	0,168
0,3	0,363	0,258	0,300	0,279
0,4	0,496	0,376	0,424	0,400
0,5	0,625	0,500	0,550	0,525
0,6	0,744	0,624	0,672	0,646

0,7	0,847	0,724	0,784	0,763
0,8	0,928	0,848	0,880	0,864
0,9	0,981	0,936	0,954	0,945
1,0	1,000	1,000	1,000	1,000
1,1	0,980	–	–	–

Роботи [10–11] присвячені дослідженню стійкості автомобіля при його розгоні. Однак у вказаних наукових працях не проводилась оцінка ефективної роботи, яку виконує ДВЗ при розгоні колінчастого валу від кутової швидкості  $\omega_{\min}$  (мінімально стійкої швидкості обертання) до максимальної кутової швидкості  $\omega_{\max}$ .

Таким чином, проведений аналіз відомих досліджень показав наступне:

- відсутній аналіз витрат енергії двигуна на розгін автомобіля при ввімкненні різних передач;
- не отримано аналітичне розв'язання рівняння (5), що не дозволяє визначити закон раціонального управління прискоренням при розгоні автомобіля.

### 3. Мета та задачі дослідження

Метою дослідження є визначення взаємозв'язку між максимальним збільшенням швидкості і мінімальним збільшенням потужності двигуна, що забезпечує раціональний закон управління розгоном автомобіля.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- побудувати раціональну динамічну характеристику автомобіля;
- оцінити час розгону автомобіля до заданої швидкості при різних законах управління прискоренням;
- оцінити ефективність роботи ДВЗ при розгоні автомобіля на різних передачах.

### 4. Раціональна динамічна характеристика автомобіля

В класичній постановці необхідно спочатку розв'язати рівняння (5) відносно  $\Delta V_a$ , а потім здійснити пошук максимуму відомими методами [1, 2]

$$\begin{cases} \frac{d(\Delta V_a)}{dV_a} = 0; \\ \frac{d^2(\Delta V_a)}{dV_a^2} < 0 \end{cases} \quad \text{– при оптимальному значенні } V_a. \quad (9)$$

Пропонується спочатку продиференціювати рівняння (5) за  $V_a$ . У цьому випадку вказане рівняння прийме вигляд

$$\begin{aligned}
& 3(\Delta V_a)^2 + 3\left[(\Delta V_a)^2 + 2V_a\Delta V_a \frac{d\Delta V_a}{dV_a}\right] + \\
& + 3\left(V_a^2 \frac{d\Delta V_a}{dV_a} + 2V_a\Delta V_a\right) + \\
& + \frac{m_a g \Psi}{kF} \frac{d\Delta V_a}{dV_a} - \frac{m_a \delta_{об}}{kF} \dot{V}_a = 0.
\end{aligned} \tag{10}$$

Максимум функції (те, що є екстремумом, видно на рис. 1)  $\Delta V_a(V_a)$  досягається при  $d\Delta V_a/dV_a=0$ . При  $d\Delta V_a/dV_a=0$  вираз (10) прийме наступний вигляд

$$3(\Delta V_a)^2 + 6V_a\Delta V_a - \frac{m_a \delta_{об}}{kF} \dot{V}_a = 0 \tag{11}$$

або

$$(\Delta V_a)^2 + 2V_a\Delta V_a - \frac{m_a \delta_{об}}{3kF} \dot{V}_a = 0. \tag{12}$$

Рішення рівняння (12) з врахуванням кореня, що має фізичний сенс, отримаємо у вигляді

$$\begin{aligned}
\Delta V_a &= (\Delta V_a)_{\max} = \\
&= -(V_a)_{\text{рац}} + \sqrt{(V_a)_{\text{рац}}^2 + \frac{m_a \delta_{об}}{3kF} \dot{V}_a}.
\end{aligned} \tag{13}$$

Вираз (13) пов'язує між собою максимальне збільшення швидкості руху  $(\Delta V_a)_{\max}$  й раціональну швидкість  $(V_a)_{\text{рац}}$ , при якій можна реалізувати вказане збільшення.

Пропонується розв'язати рівняння (5) відносно  $V_a$ . У цьому випадку вказане рівняння перетвориться до вигляду

$$V_a^2 + \left(\Delta V_a - \frac{m_a \dot{V}_a \delta_{об}}{3kF\Delta V_a}\right) V_a + \frac{m_a g \Psi}{3kF} = 0. \tag{14}$$

Рішення квадратичного рівняння (14)

$$\begin{aligned}
V_{a1,2} &= \frac{m_a \dot{V}_a \delta_{об}}{6kF\Delta V_a} - \frac{\Delta V_a}{2} \pm \\
&\pm \sqrt{\left(\frac{m_a \dot{V}_a \delta_{об}}{6kF\Delta V_a} - \frac{\Delta V_a}{2}\right)^2 - \frac{m_a g \Psi}{3kF}}.
\end{aligned} \tag{15}$$

Графік залежності  $V_a(V_a)$  буде представляти собою повернутий на  $90^\circ$  графік, що представлений на рис. 1. Із графіка, що наведено на рис. 2, видно, що  $(V_a)_{\max}$  реалізується при  $V_a=(V_a)_{\text{рац}}$  й при  $V_{a1}=V_{a2}$ . Умова  $V_{a1}=V_{a2}$  реалізується при дискримінанті квадратичного рівняння, що дорівнює нулю, тобто при

$$\left( \frac{m_a \dot{V}_a \delta_{o6}}{6kF \Delta V_a} - \frac{\Delta V_a}{2} \right)^2 - \frac{m_a g \psi}{3kF} = 0. \quad (16)$$

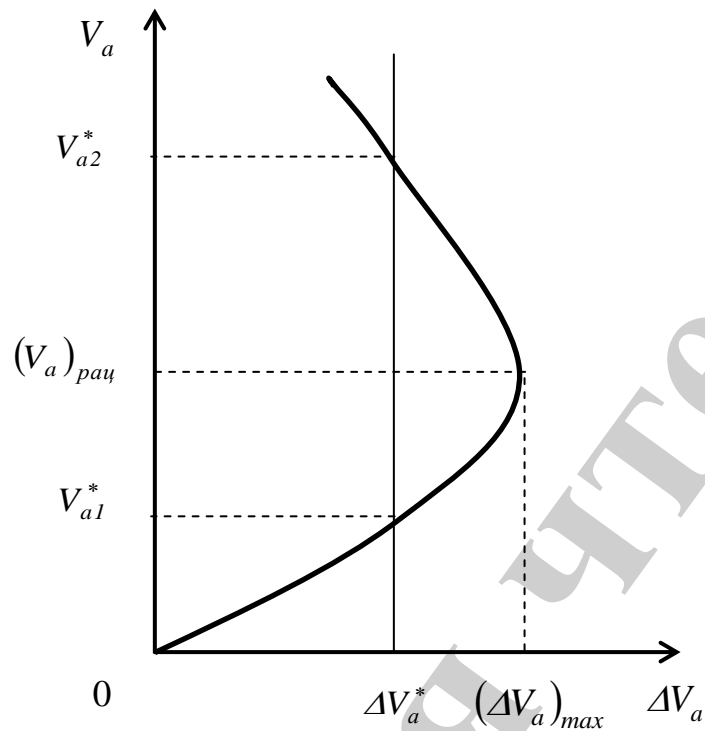


Рис. 2. Графік залежності  $\Delta V_a(V_a)$

Із рівняння (16) визначимо

$$\begin{aligned} \Delta V_a = (\Delta V_a)_{\max} &= \\ &= \sqrt{\frac{m_a g \psi}{3kF} \left[ \frac{\dot{V}_a \delta_{o6}}{g \psi} + 2 \left( 1 - \sqrt{1 + \frac{\dot{V}_a \delta_{o6}}{g \psi}} \right) \right]}. \end{aligned} \quad (17)$$

Таким чином, згідно із виразом (15)

$$\begin{aligned} V_a = (V_a)_{\text{рац}} &= \\ &= \sqrt{\frac{m_a g \psi}{3kF} \frac{\sqrt{1 + \frac{\dot{V}_a \delta_{o6}}{g \psi}} - 1}{\frac{\dot{V}_a \delta_{o6}}{g \psi} + 2 \left( \sqrt{1 + \frac{\dot{V}_a \delta_{o6}}{g \psi}} - 1 \right)}}. \end{aligned} \quad (18)$$

Порівнюючи між собою вирази (6) й (18), можна зробити висновок про те, що аналітичне рішення рівняння (5) дозволило уточнити раніше отриманий наближений результат (6). Поправочний коефіцієнт

$$K_{\text{поп}} = \frac{\sqrt{1 + \frac{\dot{V}_a \delta_{\text{об}}}{g\Psi} - 1}}{\sqrt{\frac{\dot{V}_a \delta_{\text{об}}}{g\Psi} + 2 \left( \sqrt{1 + \frac{\dot{V}_a \delta_{\text{об}}}{g\Psi} - 1} \right)}}. \quad (19)$$

Вирази (17) й (18) дозволяють не тільки визначати параметри  $(\Delta V_a)_{\text{max}}$  й  $(V_a)_{\text{рац}}$ , але й отримати раціональну динамічну характеристику автомобіля.

Рівняння (18) розв'яжемо відносно прискорення  $\dot{V}_a$ . В результаті отримаємо

$$\dot{V}_a = \frac{8g\Psi V_a^2}{\delta_{\text{об}}} \frac{\frac{m_a g\Psi}{3kF} + V_a^2}{\left( \frac{m_a g\Psi}{3kF} - V_a^2 \right)^2}. \quad (20)$$

Аналіз залежності (20) показує, що при виконанні рівності (6) величина  $\dot{V}_a \rightarrow \infty$ .

Рівняння (20) описує закон управління прискоренням, що забезпечує динаміку розгону автомобіля при найменших витратах енергії. Із виразу (20) отримаємо диференціальне рівняння розгону автомобіля

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{8g\Psi V_a^2}{\delta_{\text{об}}} \frac{\frac{m_a g\Psi}{3kF} + V_a^2}{\left( \frac{m_a g\Psi}{3kF} - V_a^2 \right)^2}. \quad (21)$$

Рівняння (21) є диференціальним рівнянням зі змінними, що розділяються

$$\int_{V_a}^{V_{a1}} \frac{\left( \frac{m_a g\Psi}{3kF} - V_a^2 \right)^2}{\left( \frac{m_a g\Psi}{3kF} + V_a^2 \right) V_a^2} dV_a = \frac{8g\Psi}{\delta_{\text{об}}} \int_0^{t_p} dt. \quad (22)$$

В результаті рішення диференційного рівняння (22) знаходимо час розгону  $t_p$  від швидкості  $V_a$  до швидкості  $V_{a1} = V_a + (\Delta V_a)_{\text{max}}$  при раціональному управлінні прискоренням автомобіля

$$t_p = \frac{\delta_{\text{об}}}{8g\Psi} \left\{ (V_{a1} - V_a) \left[ 1 + \frac{m_a g\Psi}{3kF \cdot V_a \cdot V_{a1}} - 4 \sqrt{\frac{m_a g\Psi}{3kF}} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left[ \arctg \left( V_{a1} \sqrt{\frac{3kF}{m_a g\Psi}} \right) - \arctg \left( V_a \sqrt{\frac{3kF}{m_a g\Psi}} \right) \right] \right] \right\}. \quad (23)$$

Аналіз рівняння (23) показує, що зі зменшенням  $\delta_{\text{об}}$  відбувається зменшення часу розгону  $t_p$  автомобіля від швидкості  $V_a$  до швидкості  $V_{a1} = V_a + \Delta V_a$ . Величина коефіцієнта врахування обертових мас трансмісії й двигуна близька до одиниці якщо колінчастий вал знаходиться в постійному швидкісному режимі, а розгін автомобіля здійснюється електродвигунами.



Помноживши ліву та праві частини рівняння (20) на величину  $m_a V_a \delta_{об} / \eta_{тр}$ , отримаємо раціональний закон управління потужністю двигуна при розгоні автомобіля

$$(\Delta N_e)_{рац} = \frac{8m_a g \psi V_a^3}{\eta_{тр}} \frac{\frac{m_a g \psi}{3kF} + V_a^2}{\left(\frac{m_a g \psi}{3kF} - V_a^2\right)^2}, \quad (24)$$

де  $\eta_{тр}$  – ККД трансмісії автомобіля, можна прийняти  $\eta_{тр} \approx 0,8$ .

На рис. 3 наведено графіки залежності  $\dot{V}_a(V_a)$ , що побудовані при різних значеннях  $\psi$  (крива 2, 3). На цьому ж рисунку представлені графік (крива 1) залежності граничного прискорення  $(\dot{V}_a)_{гран}$  від швидкості, що відповідає реалізації граничних сил за зчепленням на ведучих колесах автомобіля. Для повнопривідного автомобіля при реалізації граничних сил за зчепленням на ведучих колесах

$$\dot{V}_{агран} = \frac{1}{\delta_{об}} \left( g \phi_x - \frac{kF}{m_a} V_a^2 \right), \quad (25)$$

де  $\phi_x$  – поздовжній коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з дорогою, приймаємо  $\phi_x = 0,8$ .

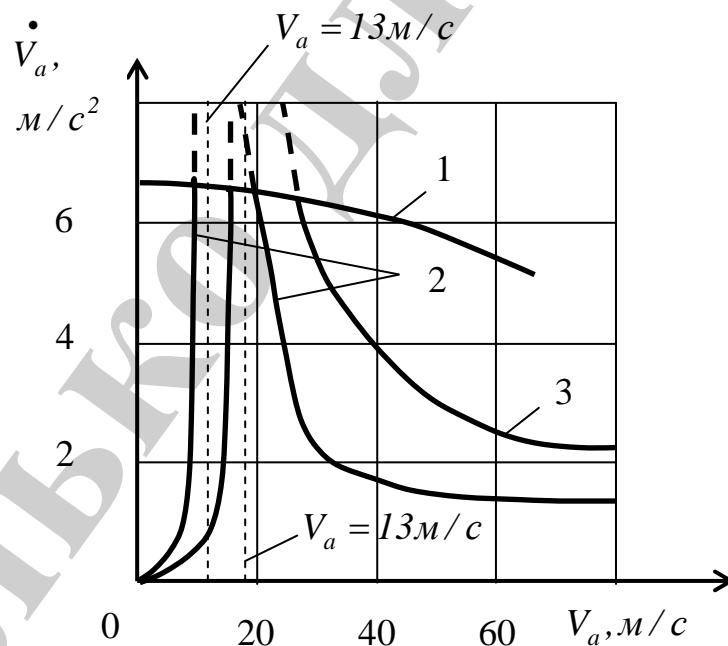


Рис. 3. Залежність  $\dot{V}_a(V_a)$  для автомобіля з параметром при  $kF/m_a = 0,0003 \text{ м}^{-1}$ :

1 –  $(\dot{V}_a)_{гран}(V_a)$ ; 2 –  $\psi = 0,017$ ; 3 –  $\psi = 0,030$ ;  $\delta_{об} = 1,176$  [1, 2]

Таким чином, отримані аналітичні вирази дозволяють реалізувати раціональну динамічну характеристику автомобіля. Для прикладу, що розглядається (рис. 3), визначено, що раціональна динамічна характеристика може бути реалі-

зована у всьому діапазоні можливих швидкостей від нуля до  $V_a=70$  м/с (252 км/год). В інтервалі швидкостей від 10 м/с до 30 м/с максимальні прискорення автомобіля обмежуються граничними зчіпними можливостями ведучих коліс з дорогою. В точці, що відповідає виконанню умови (6), відбувається розрив функції  $\dot{V}_a(V_a)$ .

### 5. Оцінка часу розгону автомобіля до заданої швидкості при різних законах управління прискоренням

Ідеальна динамічна характеристика автомобіля (характеристика розгону) реалізується при рівності дотичних реакцій на колесах граничним силам за зчепленням. Приймаючи  $\dot{V}_a = \dot{V}_{a\text{гран}}$  й розв'язавши диференціальне рівняння (25) зі змінними, що розділяються, при розгоні автомобіля від швидкості  $V_a$  до швидкості  $V_{a1}$  отримаємо

$$t_p = \frac{\delta_{об}}{2\sqrt{g\phi_x \frac{kF}{m_a}}} \cdot \ln \left| \frac{\sqrt{\frac{m_a g \phi_x}{kF} + V_{a1}} - \sqrt{\frac{m_a g \phi_x}{kF} - V_a}}{\sqrt{\frac{m_a g \phi_x}{kF} - V_{a1}} - \sqrt{\frac{m_a g \phi_x}{kF} + V_a}} \right|. \quad (26)$$

На рис. 4 наведено графіки залежності  $t_p = t_p(V_a)$ , побудовані при різних значеннях  $\phi_x$ . Зниження коефіцієнта зчеплення  $\phi_x$  від 0,8 до 0,2 збільшує мінімально можливий час розгону (наприклад від 0 до  $V_{a1}=30$  м/с) приблизно у чотири рази (рис. 4).

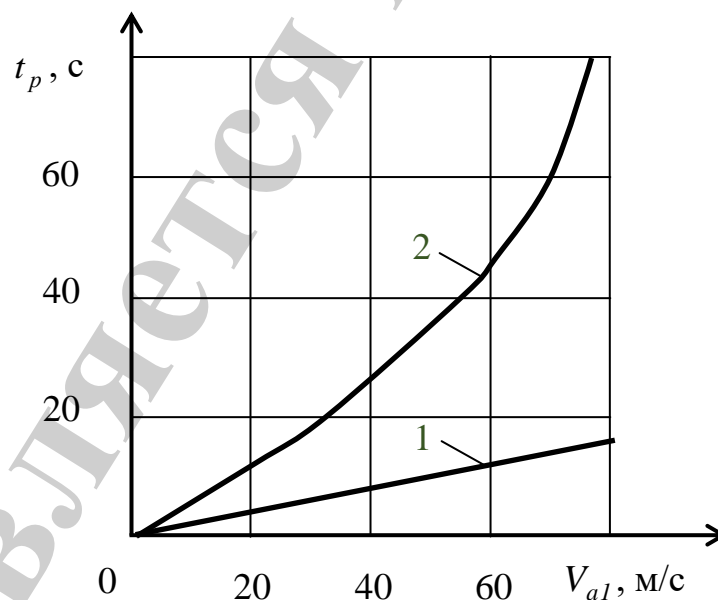


Рис. 4. Залежність часу розгону автомобіля від нуля до швидкості  $V_{a1}$  при реалізації ідеальної динамічної характеристики  $kF/m_a=0,0003$  м<sup>-1</sup>:

1 –  $\phi_x=0,8$ ; 2 –  $\phi_x=0,2$

Існуючий спосіб управління розгоном автомобіля полягає у сумісному управлінні двигуном й коробкою передач. Розгін двигуна пов'язаний зі значними додатковими витратами енергії, оскільки приведений до ведучих коліс момент інерції його рухомих частин досягає значних величин.

Для моделювання впливу швидкісної характеристики ДВЗ використовуються залежності [4]

$$N_e = N_{e\max}(a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3), \quad (27)$$

де  $\lambda$  – відношення поточної кутової швидкості  $\omega_e$  до кутової швидкості  $\omega_N$  максимальній потужності  $N_{e\max}$ ,

$$\lambda = \frac{\omega_e}{\omega_N}; \quad (28)$$

$a, b, c$  – емпіричні коефіцієнти рівняння (27) [8] (табл. 1);  $N_{e\max}$  – максимальна потужність двигуна.

Для моделювання часткових швидкісних характеристик ДВЗ використаємо наступну залежність:

$$N_{eч} = K_N \cdot N_{e\max}(a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3), \quad (29)$$

де  $K_N$  – коефіцієнт використання потужності двигуна, що дорівнює відношенню максимальної потужності на швидкісній характеристиці, що розглядається до максимальної потужності двигуна

$$K_N = \frac{N_{e\max ч}}{N_{e\max}}. \quad (30)$$

Допущення, прийняте [3] для виразу (29), полягає у тому, що  $\omega_N = \text{const}$  не змінюється при переході з однієї швидкісної характеристики до іншої.

Ефективний крутний момент на валу двигуна може бути визначено наступним чином:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} = N_{e\max} \left( a \frac{\lambda}{\omega_e} + b \frac{\lambda^2}{\omega_e} - c \frac{\lambda^3}{\omega_e} \right). \quad (31)$$

З урахуванням співвідношення (28)

$$M_e = N_{e\max} \left( \frac{a}{\omega_N} + b \frac{\omega_e}{\omega_N^2} - c \frac{\omega_e^2}{\omega_N^3} \right). \quad (32)$$

Рівняння динаміки автомобіля можна записати у вигляді

$$m_a \delta_{об} \cdot \dot{V}_a = P_k - m_a g \psi - k F V_a^2, \quad (33)$$

де  $P_k$  – тягова сила на ведучих колесах

$$P_k = \frac{M_e \cdot U_0 \cdot U_{кп} \cdot \eta_{тр}}{r_d}, \quad (34)$$

$U_0, U_{кп}$  – передаточні числа головної передачі й коробки передач на  $i$ -й передачі;  $r_d$  – динамічний радіус ведучих коліс;  $\eta_{тр}$  – ККД трансмісії.

Із виразу (33) з врахуванням (34) й (32) визначимо лінійне прискорення автомобіля

$$\begin{aligned} \dot{V}_a = & \frac{1}{\delta_{обі}} \left[ \frac{U_{кп} \cdot U_0 \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot r_d} \cdot N_{еmax} \left( \frac{a}{\omega_N} + b \frac{\omega_e}{\omega_N^2} - c \frac{\omega_e^2}{\omega_N^3} \right) \right] - \\ & - g\Psi - \frac{kF}{m_a} V_a^2. \end{aligned} \quad (35)$$

Лінійні швидкість та прискорення автомобіля визначаються через кутові швидкість й прискорення колінчастого валу ДВЗ за наступними виразами:

$$V_a = \frac{r_d}{U_0 \cdot U_{кп}} \omega_e; \quad (36)$$

$$\dot{V}_a = \frac{dV_a}{dt} = \frac{r_d}{U_0 \cdot U_{кп}} \frac{d\omega_e}{dt}. \quad (37)$$

Кутове прискорення валу двигуна  $d\omega_e/dt$  знаходимо із виразу (35) з врахуванням (36) та (37)

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_e}{dt} = & -\omega_e^2 \left( \frac{kF}{m_a} \frac{r_d}{\delta_{обі}} + \frac{c}{\omega_N^3} \frac{U_{кп}^2 \cdot U_0^2 \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot \delta_{обі} \cdot r_d^2} \right) + \\ & + \frac{b}{\omega_N} \frac{U_{кп}^2 \cdot U_0^2 \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot \delta_{обі} \cdot r_d^2} N_{еmax} \cdot \omega_e + \\ & + \frac{U_{кп} \cdot U_0}{\delta_{обі}} \left( \frac{a}{\omega_N} N_{еmax} \frac{U_{кп} \cdot U_0 \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot r_d^2} - \frac{g\Psi}{r_d} \right) = \\ = & C - B_1 \cdot \omega_e - A_1 \cdot \omega_e^2, \end{aligned} \quad (38)$$

де  $A, B, C$  – коефіцієнти, що відповідають  $i$ -ій передачі,

$$A_1 = \frac{U_{кп} \cdot U_0}{\delta_{обі}} \left( \frac{a}{\omega_N} N_{еmax} \frac{U_{кп} \cdot U_0}{m_a \cdot r_d^2} - \frac{g\Psi}{r_d} \right); \quad (39)$$

$$B_1 = \frac{b}{\omega_N} \frac{U_{кп}^2 \cdot U_0^2 \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot \delta_{обі} \cdot r_d^2} N_{еmax}; \quad (40)$$

$$C_1 = \frac{U_{кп} \cdot U_0}{\delta_{обі}} \left( \frac{a}{\omega_N} N_{еmax} \frac{U_{кп} \cdot U_0}{m_a \cdot r_d^2} - \frac{g\Psi}{r_d} \right). \quad (41)$$

Рішення диференційного рівняння зі змінними, що розділяються, визначає час розгону автомобіля на  $i$ -ій передачі при розгоні колінчастого валу від  $\omega_{\min}$  до  $\omega_{\max}$

$$t_{p_i} = \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} \frac{d\omega_e}{A_i + B_i\omega_e - C_i\omega_e^2} = \frac{1}{\sqrt{B_i^2 + 4A_iC_i}} \times \times \ln \left| \frac{\sqrt{B_i^2 + 4A_iC_i} + 2C_i\omega_{\max} - B_i}{\sqrt{B_i^2 + 4A_iC_i} - 2C_i\omega_{\min} + B_i} \cdot \frac{\sqrt{B_i^2 + 4A_iC_i} - 2C_i\omega_{\min} + B_i}{\sqrt{B_i^2 + 4A_iC_i} + 2C_i\omega_{\max} - B_i} \right|. \quad (42)$$

Час розгону автомобіля від  $V_a$  до  $V_{a1}=V_{a \max}$  з використанням усіх передач визначається наступним чином

$$t_p = \sum_{i=1}^n t_{p_i} + (n-1)t_{\text{пер}}, \quad (43)$$

де  $n$  – число передач, що використовуються в коробці передач;  $t_{\text{пер}}$  – час перемикавання передач.

При досягненні автомобілем максимального значення швидкості  $V_{a \max}$  на вищій передачі кутова швидкість колінчастого валу  $\omega_e$  може бути меншою  $\omega_{\max}$ . Тому при визначенні часу розгону автомобіля на вищій передачі  $t_{p_v}$  верхню межу інтегрування  $\omega_{\text{верх}}$  потрібно приймати рівною не  $\omega_{\max}$ , а тією, що визначається за виразом

$$\omega_{\text{верх}} = \frac{V_{a \max} \cdot U_0 \cdot U_{\text{кпв}}}{r_d}, \quad (44)$$

де  $U_{\text{кпв}}$  – передаточне число коробки передач на вищій передачі.

В роботі [3] отримана раціональна динамічна характеристика автомобіля (залежність прискорення від швидкості машини). На рис. 5 наведено графік зміни раціонального значення  $\dot{V}_a$  від швидкості автомобіля.

У випадку, що розглядається, час розгону автомобіля від швидкості  $V_a$  до швидкості  $V_{a1}$ , потрібно визначати на трьох ділянках осі  $OV_a$ . На першій ділянці використовуємо вираз (20) у межах зміни  $V_a [V_a; V_a^*]$

$$t_{p1} = \frac{\delta_{об}}{8g\psi} \left\{ (V_a^* - V_a) \left( 1 + \frac{m_a g \psi}{3kF \cdot V_a \cdot V_a^*} - 4 \sqrt{\frac{m_a g \psi}{3kF}} \times \times \left[ \arctg \left( V_a^* \sqrt{\frac{3kF}{m_a g \psi}} \right) - \arctg \left( V_a \sqrt{\frac{3kF}{m_a g \psi}} \right) \right] \right) \right\}. \quad (45)$$

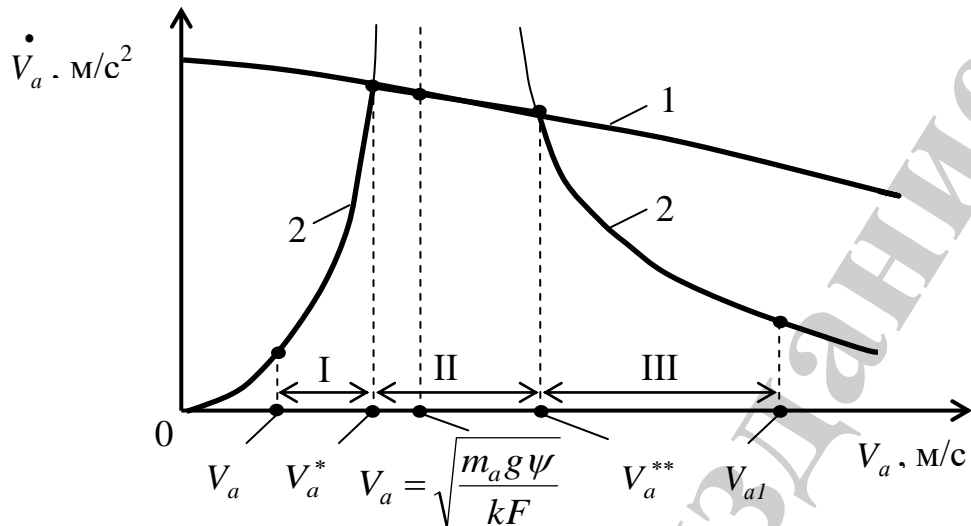


Рис. 5. Динамічні характеристики автомобіля: 1 – при реалізації граничних сил за зчепленням (залежність (25)); 2 – раціональна характеристика (залежність (12))

На другій ділянці використовуємо рівняння (26) при межах зміни швидкості  $V_a [V_a^*; V_a^{**}]$

$$t_{p2} = \frac{\delta_{об}}{2\sqrt{g\phi_x} \frac{kF}{m_a}} \ln \frac{\sqrt{\frac{m_a g \phi_x}{kF} + V_a^{**}} \sqrt{\frac{m_a g \phi_x}{kF} - V_a^*}}{\sqrt{\frac{m_a g \phi_x}{kF} - V_a^{**}} \sqrt{\frac{m_a g \phi_x}{kF} + V_a^*}}. \quad (46)$$

На третій ділянці також використовуємо вираз (20), але межі зміни швидкості  $V_a$ . У цьому випадку  $[V_a^{**}; V_{a1}]$

$$t_{p3} = \frac{\delta_{об}}{8g\psi} \left\{ (V_{a1} - V_a^{**}) \left[ 1 + \frac{m_a g \psi}{3kF \cdot V_{a1} \cdot V_a^{**}} - 4\sqrt{\frac{m_a g \psi}{3kF}} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left[ \arctg \left( V_{a1} \sqrt{\frac{3kF}{m_a g \psi}} \right) - \arctg \left( V_a^{**} \sqrt{\frac{3kF}{m_a g \psi}} \right) \right] \right] \right\}. \quad (47)$$

В залежності від того, на яку ділянку припадає швидкість  $V_{a1}$ , загальний час розгону визначають підсумовуванням усіх компонентів  $t_{p1}$ ,  $t_{p2}$ ,  $t_{p3}$ , або тільки частин із них.

Для визначення кордонів інтервалів швидкостей  $V_a^*$  й  $V_a^{**}$  необхідно розв'язати систему рівнянь (20) та (6). Рішення вказаної системи рівнянь може бути отримано після розв'язання алгебраїчного рівняння 6-ого ступеня

$$V_a^6 + V_a^4 \frac{m_a g \phi_x}{kF} \left( \frac{22}{3} \frac{\psi}{\phi_x} - 1 \right) + \frac{25}{9} \frac{m_a^2 g^2 \psi^2}{(kF)^2} V_a^2 + \frac{2}{3} \frac{m_a^2 g^2 \psi \phi_x}{(kF)^2} - \frac{m_a^3 g^3 \psi^2 \phi_x}{9(kF)^3} = 0. \quad (48)$$

Фізичний сенс будуть мати два із шести коренів рівняння (48).

## 6. Оцінка ефективності роботи ДВЗ при розгоні автомобіля на різних передачах

Для моделювання часткових швидкісних характеристик ДВЗ використаємо наступну залежність:

$$N_{\text{еч}} = K_N \cdot N_{\text{емах}} (a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3), \quad (49)$$

де  $K_N$  – коефіцієнт використання потужності двигуна, що дорівнює відношенню максимальної потужності на швидкісній характеристиці, що розглядається до максимальної потужності двигуна

$$K_N = \frac{N_{\text{емахч}}}{N_{\text{емах}}}. \quad (50)$$

Допущення, прийняте для виразу (49), полягає у тому, що  $\omega_N = \text{const}$  не змінюється при переході з однієї швидкісної характеристики до іншої.

Для більш загального представлення залежності (49) її доцільно перетворити до вигляду

$$N_{\text{від}} = K_N (a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3), \quad (51)$$

де  $N_{\text{від}}$  – відносний показник ефективної потужності ДВЗ;

$$N_{\text{від}} = \frac{N_{\text{еч}}}{N_{\text{емах}}}. \quad (52)$$

Графік залежності  $N_{\text{від}}$  представлено на рис. 6 (з урахуванням прийнятих допущень).

Слід відмітити, що розгін двигуна не може повністю відбуватись за зовнішньою швидкісною характеристикою, оскільки цей процес відбувається при поступовому збільшенні подачі палива у циліндри.

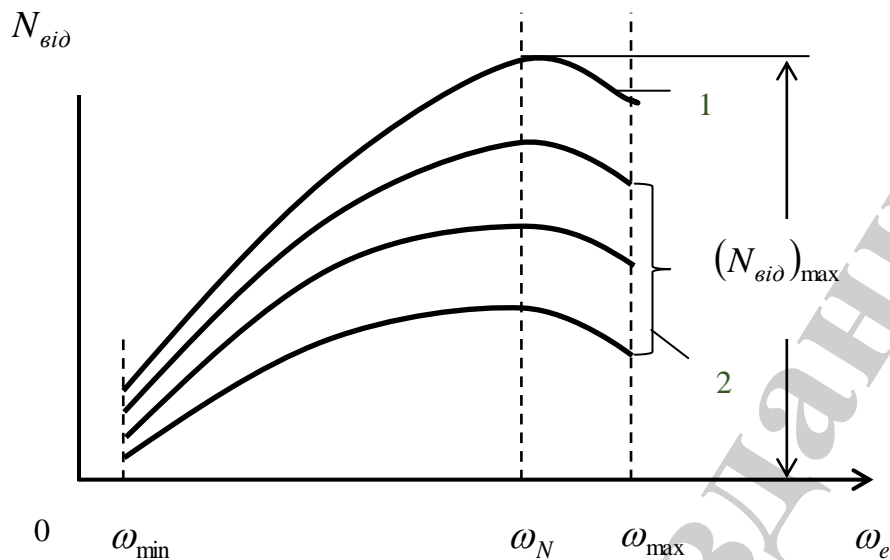


Рис. 6. Залежність  $N_{\text{від}}(\lambda, K_N)$ : 1 – зовнішня швидкісна характеристика; 2 – часткові швидкісні характеристики

При цьому двигун поступово переходить з однієї часткової швидкісної характеристики на іншу, поки при деякій кутовій швидкості  $\omega_p$  колінчастого валу не перейде на зовнішню швидкісну характеристику ДВЗ (рис. 7).

Розгінні характеристики автомобільного ДВЗ наведені у роботах [1, 3]. У цих роботах отримані граничні за зчепленням ведучих коліс автомобіля з дорогою розгінні характеристики ДВЗ. Це дозволило авторам цих робіт оцінити граничні показники динамічних властивостей автомобіля й здійснити визначення граничної потужності двигуна.

Назвемо ділянку 2 розгінної характеристики двигуна регуляторною ділянкою характеристики, а ділянку 1 – ділянкою зовнішньої швидкісної характеристики (рис. 7).

Визначимо координати точки Р (рис. 2), розв'язавши систему рівнянь

(53)

$$\begin{cases} N_e = K_p \cdot \omega_e = K_p \cdot \omega_N \cdot \lambda; \\ N_{\text{від}} = N_{e\text{max}} (a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3), \end{cases}$$

(54)

де  $K_p$  – кутовий коефіцієнт прямої 2 на рис. 7.



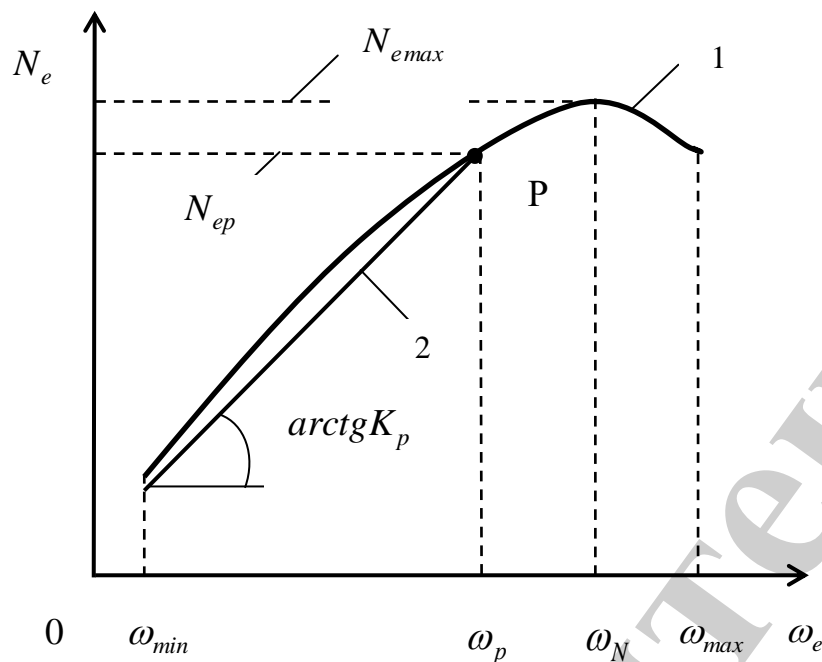


Рис. 7. Розгінна характеристика ДВЗ: 1 – робоча ділянка зовнішньої швидкісної характеристики; 2 – ділянка розгінної характеристики при наростанні подачі палива у циліндри двигуна

Рішення системи рівнянь (53) та (54) при врахуванні кореня, що має фізичний сенс, отримаємо у наступному вигляді:

$$\lambda_p = \frac{\omega_p}{\omega_N} = \frac{b}{2c} \left[ 1 + \sqrt{1 - \frac{4c^2}{b^2} \left( \frac{K_p \cdot \omega_N}{c \cdot N_{e_{max}}} - \frac{a}{c} \right)} \right]. \quad (55)$$

Із виразу (54) визначимо

$$\omega_p = \frac{b \cdot \omega_N}{2c} \left[ 1 + \sqrt{1 - \frac{4c^2}{b^2} \left( \frac{K_p \cdot \omega_N}{c \cdot N_{e_{max}}} - \frac{a}{c} \right)} \right], \quad (56)$$

а із виразу (53) знайдемо

$$\begin{aligned} N_{e_p} &= K_p \cdot \omega_N \cdot \lambda_p = \\ &= \frac{K_p \cdot \omega_N \cdot b}{2c} \left[ 1 + \sqrt{1 - \frac{4c^2}{b^2} \left( \frac{K_p \cdot \omega_N}{c \cdot N_{e_{max}}} - \frac{a}{c} \right)} \right]. \end{aligned} \quad (57)$$

Таким чином, ефективна робота ДВЗ при розгоні колінчастого вала від  $\omega_{min}$  до  $\omega_{max}$  може бути визначено як

$$\begin{aligned}
 A_e &= \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} N_e dt = \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} \frac{N_e d\omega_e}{d\omega_e / dt} = \\
 &= K_p \int_{\omega_{\min}}^{\omega_p} \frac{\omega_e d\omega_e}{d\omega_e / dt} + N_{e\max} \int_{\omega_p}^{\omega_{\max}} \frac{a \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \frac{\omega_e^2}{\omega_N^2} - c \frac{\omega_e^3}{\omega_N^3}}{d\omega_e / dt} d\omega_e.
 \end{aligned} \tag{58}$$

Поділивши ліву та праву частини рівняння (58) на  $N_{e\max}$ , отримаємо

$$\frac{A_e}{N_{e\max}} = \frac{K_p \cdot \omega_N}{N_{e\max}} \int_{\lambda_{\min}}^{\lambda_p} \frac{\lambda d\lambda}{d\lambda / dt} + \int_{\lambda_p}^{\lambda_{\max}} \frac{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3}{d\lambda / dt} d\lambda, \tag{59}$$

де  $\lambda_{\min}$ ,  $\lambda_{\max}$  – мінімальне й максимальне значення параметра  $\lambda$ , що відповідає  $\omega_{\min}$  й  $\omega_{\max}$ .

Визначимо  $d\lambda/dt$ . Для цього скористаємося рівнянням балансу потужності автомобіля

$$N_e \cdot \eta_{\text{тр}} = \left( m_a \cdot g \cdot \psi + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^2 + \delta_{\text{об}} \cdot m_a \cdot \dot{V}_a \right) V_a, \tag{60}$$

де  $C_x$  – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору;  $\rho$  – густина повітря;  $F$  – площа лобового аеродинамічного опору (мідель) автомобіля;  $\delta_{\text{об}}$  – коефіцієнт врахування обертових мас трансмісії й двигуна,

$$\delta_{\text{об}} = 1,04 + 0,05 U_{\text{кп}}^2, \tag{61}$$

де  $U_{\text{кп}}$  – передаточне число коробки передач.

Лінійні швидкість й прискорення автомобіля

$$V_a = \frac{\omega_e \cdot r_k}{U_o \cdot U_{\text{кп}}} = \frac{\lambda \cdot \omega_N \cdot r_k}{U_o \cdot U_{\text{кп}}}, \tag{62}$$

$$\dot{V}_a = \frac{r_k}{U_o \cdot U_{\text{кп}}} \cdot \frac{d\omega_e}{dt} = \frac{\omega_N \cdot r_k}{U_o \cdot U_{\text{кп}}} \cdot \frac{d\lambda}{dt}. \tag{63}$$

Рівняння (60) з врахуванням (62) й (63) прийме наступний вигляд:

$$N_e \cdot \eta_{\text{тр}} = \left( m_a \cdot g \cdot \psi + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot \frac{\lambda^2 \cdot \omega_N^2 \cdot r_k^2}{U_o^2 \cdot U_{\text{кп}}^2} + \delta_{\text{об}} \cdot m_a \cdot \frac{\omega_N \cdot r_k}{U_o \cdot U_{\text{кп}}} \cdot \frac{d\lambda}{dt} \right) \frac{\lambda \cdot \omega_N \cdot r_k}{U_o \cdot U_{\text{кп}}}. \tag{64}$$

Із рівняння (64) визначимо

$$\begin{aligned}
 \frac{d\lambda}{dt} &= \frac{U_o \cdot U_{\text{кп}}}{\delta_{\text{об}} \cdot m_a \cdot \omega_N \cdot r_k} \times \\
 &\times \left( N_e \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \frac{U_o \cdot U_{\text{кп}}}{\omega_N \cdot r_k} - g \cdot \psi \cdot m_a - \lambda^2 \cdot \frac{C_x \cdot \rho \cdot F \cdot \omega_N^2 \cdot r_k^2}{U_o^2 \cdot U_{\text{кп}}^2} \right).
 \end{aligned} \tag{65}$$

Враховуючи вираз (58), отримаємо після перетворень

$$\frac{d\lambda}{dt} = \frac{U_o \cdot U_{кп}}{\delta_{об} \cdot m_a \cdot \omega_N \cdot r_k} \times \left[ \left( \frac{N_{емак} \cdot \eta_{тр} \cdot U_o \cdot U_{кп} \cdot a}{\omega_N \cdot r_k} - g \cdot \psi \cdot m_a \right) + \frac{N_{емак} \cdot \eta_{тр} \cdot U_o \cdot U_{кп} \cdot b}{\omega_N \cdot r_k} \cdot \lambda - \left( \frac{N_{емак} \cdot \eta_{тр} \cdot U_o \cdot U_{кп} \cdot c}{\omega_N \cdot r_k} + \frac{\omega_N^2 \cdot r_k^2}{U_o^2 \cdot U_{кп}^2} \cdot \frac{C_x \cdot \rho}{2} \cdot F \right) \lambda^2 \right]. \quad (66)$$

Введемо позначення

$$K_o = N_{емак} \cdot \eta_{тр} \times \frac{U_o^2 \cdot U_{кп}^2 \cdot a}{\delta_{об} \cdot m_a \cdot \omega_N^2 \cdot r_k^2} - \frac{g \cdot \psi \cdot U_o \cdot U_{кп} \cdot \omega_N}{\delta_{об} \cdot r_k}; \quad (67)$$

$$B_o = \frac{N_{емак} \cdot \eta_{тр} \cdot U_o \cdot U_{кп} \cdot b}{\omega_N \cdot r_k}; \quad (68)$$

$$E_o = \frac{N_{емак} \cdot \eta_{тр} \cdot U_o \cdot U_{кп} \cdot c}{\omega_N \cdot r_k} + \frac{\omega_N^2 \cdot r_k^2}{U_o^2 \cdot U_{кп}^2} \cdot \frac{C_x \cdot \rho}{2} \cdot F. \quad (69)$$

Вираз (66) з врахуванням (67)–(69) прийме вигляд

$$\frac{d\lambda}{dt} = \frac{U_o \cdot U_{кп}}{\delta_{об} \cdot m_a \cdot \omega_N \cdot r_k} \cdot (K_o + B_o \cdot \lambda - E_o \cdot \lambda^2). \quad (70)$$

Рівняння (59) з врахуванням (70) перетвориться наступним чином:

$$A_e = \frac{N_{емак} \cdot \delta_{об} \cdot m_a \cdot \omega_N \cdot r_k}{U_o \cdot U_{кп}} \times \left( \frac{K_p \cdot \omega_N}{N_{емак}} \int_{\lambda_{мин}}^{\lambda_p} \frac{\lambda d\lambda}{K_o + B_o \cdot \lambda - E_o \cdot \lambda^2} + \int_{\lambda_p}^{\lambda_{мак}} \frac{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3}{K_o + B_o \cdot \lambda - E_o \cdot \lambda^2} d\lambda \right). \quad (71)$$

На рис. 8 наведено залежність ефективної роботи ДВЗ автомобіля (на прикладі КраЗ-5233) від передачі його КП, отримана за допомогою залежності (71).

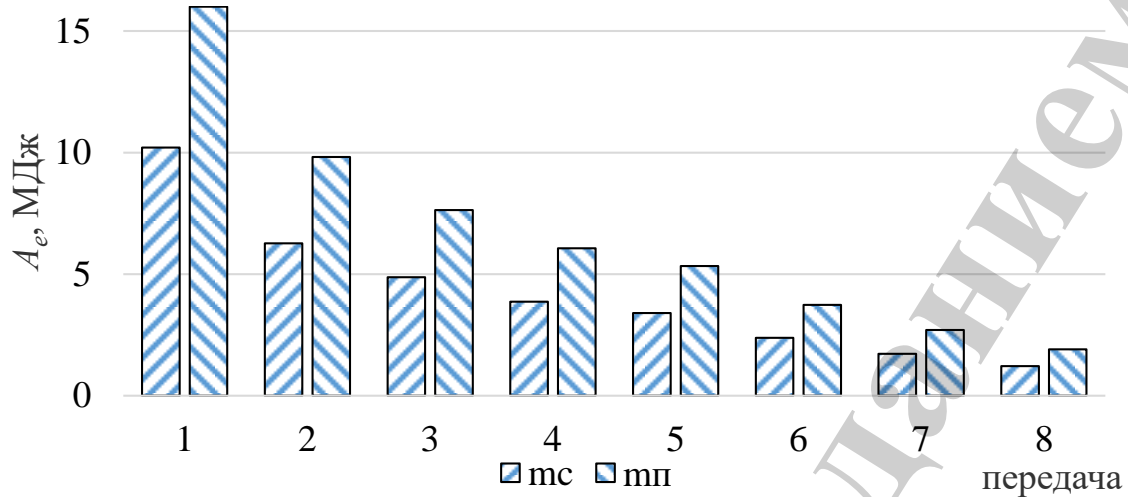


Рис. 8. Ефективна робота ДВЗ автомобіля (КрАЗ-5233)

Ефективна роботи ДВЗ автомобіля КрАЗ-5233, як видно з рис. 8, зменшується з переходом КП автомобіля на вищу передачу.

Аналіз отриманих результатів показує, що з переходом від нижчих до вищих передач відбувається різке зниження витрат енергії двигуна на розгін автомобіля. При розгоні у одному й тому ж діапазоні швидкостей двигуна внутрішнього згоряння (від  $\omega_{\min}$  до  $\omega_{\max}$ ) автомобіля КрАЗ-5233 енергетичні витрати на I-й передачі складають  $A_e=16,0$  МДж, а на VIII-й передачі  $A_e=2,0$  МДж, тобто у вісім разів менше. Це надає підстави рекомендувати для гібридних автомобілів здійснювати розгін на нижчих передачах з використанням електричного приводу. На усіх передачах доцільно реалізовувати раціональний закон управління прискоренням автомобіля.

## 7. Обговорення результатів дослідження закону управління розгоном автомобіля

Отриманий раціональний закон управління розгоном дозволяє здійснити максимальне збільшення швидкості автомобіля при мінімальних витратах енергії двигуна. Якщо на кожному мінімальному інтервалі зміни швидкості автомобіля ступінчасто змінювати потужність двигуна, то в результаті розгону до максимальної швидкості отримаємо мінімальну витрату енергії двигуна.

Синтезувати раціональний закон управління розгоном автомобіля стало можливим завдяки перетворенню рівняння динаміки розгону автомобіля, при розгляді його на малому інтервалі зміни швидкості  $\Delta V$ .

Аналогічні дослідження, спрямовані на синтез раціональних законів керування розгоном автомобіля, були побудовані на реалізації граничних за зчепленням дотичних реакцій дороги на ведучих колесах. Однак відомі закони вимагали багаторазового збільшення потужності двигуна та значних витрат енергії на керування моторно-трансмісійною установкою.

Запропоновані результати можуть отримати розвиток в електромобілях та гібридних автомобілях, в яких реалізація отриманого раціонального закону

управління розгоном може бути здійснена найбільш простими засобами з найменшими витратами енергії.

## 7. Висновки

1. Отримані аналітичні вирази дозволяють реалізувати таку зміну прискорення автомобіля в залежності від його швидкості, яка дає можливість забезпечити максимальну динамічність при мінімальних витратах потужності двигуна, з урахуванням нелінійної зміни зовнішнього опору. Максимальне прискорення, що можливо реалізувати при використанні раціональної динамічної характеристики, може становити  $\dot{v}_a = 7 \text{ м/с}^2$ .

2. Залежності, що отримані, дозволяють визначати ефективну роботу ДВЗ на розгін автомобіля на різних передачах. Аналіз результатів розрахунку показав, що при переході з нижчих на вищі передачі здійснюється різке зниження витрат енергії двигуна на розгін автомобіля (з  $A_e = 16,0$  МДж на I-й передачі автомобіля КрАЗ-5233 до  $A_e = 2,0$  МДж на VIII-ій передачі).

3. У разі використання гібридних автомобілів розгін на електричному приводі замість розгону на нижчих передачах механічного приводу дозволяє знизити втрати енергії до 20 % (для чотирьохциліндрового двигуна внутрішнього згоряння). Збереження енергії здійснюється за рахунок зменшення коливання тягової сили, а також можливості безступінчастої зміни швидкості руху.

## Література

1. A method of evaluating vehicle controllability according to the dynamic factor / Turenko A., Podrygalo M., Klets D., Hatsko V., Barun M. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2016. Vol. 3, Issue 7 (81). P. 29–33. doi: 10.15587/1729-4061.2016.72117

2. Heaviside based optimal control for ride comfort and actuation energy optimisation in half-car suspension systems / Nkomo L. I., Dove A., Ngwako M. T., Nyandoro O. T. // IFAC-PapersOnLine. 2017. Vol. 50, Issue 2. P. 259–264. doi: 10.1016/j.ifacol.2017.12.055

3. Creation of the energy approach for estimating automobile dynamics and fuel efficiency / Podrigalo M., Klets D., Podrigalo N., Abramov D., Tarasov Y., Kaidalov R. et. al. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 5, Issue 7 (89). P. 58–64. doi: 10.15587/1729-4061.2017.110248

4. Transport energy demand in Andorra. Assessing private car futures through sensitivity and scenario analysis / Travesset-Baro O., Gallachóir B. P. Ó., Jover E., Rosas-Casals M. // Energy Policy. 2016. Vol. 96. P. 78–92. doi: 10.1016/j.enpol.2016.05.041

5. Daly H. E., Ó Gallachóir B. P. Modelling future private car energy demand in Ireland // Energy Policy. 2011. Vol. 39, Issue 12. P. 7815–7824. doi: 10.1016/j.enpol.2011.09.027

6. Yu F., Liu Z. Direct Energy Rebound Effect of Family Cars: An Analysis Based on a Survey in Chang-Zhu-Tan City Group // Energy Procedia. 2016. Vol. 104. P. 197–202. doi: 10.1016/j.egypro.2016.12.034

7. Daly H., Ó Gallachóir B. P. Modelling private car energy demand using a technological car stock model // *Transportation Research Part D: Transport and Environment*. 2011. Vol. 16, Issue 2. P. 93–101. doi: 10.1016/j.trd.2010.08.009
8. Matas A., Raymond J.-L., Dominguez A. Changes in fuel economy: An analysis of the Spanish car market // *Transportation Research Part D: Transport and Environment*. 2017. Vol. 55. P. 175–201. doi: 10.1016/j.trd.2017.06.025
9. Ohara H., Murakami T. A Stability Control by Active Angle Control of Front-Wheel in a Vehicle System // *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 2008. Vol. 55, Issue 3. P. 1277–1285. doi: 10.1109/tie.2007.909051
10. Hsu J.-Y., Chen B.-R., Hu T.-H. Vehicle stability control method and system: Pat. 20130103263 TW. USPC Class: 701 42. Class name: Vehicle subsystem or accessory control steering control feedback, transfer function or proportional and derivative (p&d) control. AB62D600FI; published: 25.04.2013. 4 p.
11. Chung T., Yi K. Design and evaluation of side slip angle-based vehicle stability control scheme on a virtual test track // *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2006. Vol. 14, Issue 2. P. 224–234. doi: 10.1109/tcst.2005.863649