

Міністерство освіти і науки України
Університет митної справи та фінансів

А. В. Сохацький, О. В. Трофімов, О. Д. Фірсов

**ДИНАМІКА АВТОМОБІЛЬНИХ
ТА ІНШИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Частина I

**ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ВЛАСТИВОСТІ
АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.
ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ**

Навчальний посібник

Дніпро
2018

УДК 629.331(075.8)

С 68

*Затверджено вченою радою
Університету митної справи та фінансів
як навчальний посібник для студентів, які навчаються
за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр»,
галузь знань 27 «Транспорт».
(Протокол № 04 від 29.10.2018 р.)*

Рецензенти:

М. І. Каница, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна;

А. М. Пасічник, д-р фіз.-мат. наук, професор, професор кафедри транспортних систем та технологій Університету митної справи та фінансів

Сохацький А. В., Трофімов О. В., Фірсов О. Д.

С 68

Динаміка автомобільних та інших транспортних засобів. Ч. 1. Тягово-швидкісні властивості автотранспортних засобів. Паливна економічність : навч. посібник / А. В. Сохацький, О. В. Трофімов, О. Д. Фірсов. – Дніпро : Університет митної справи та фінансів, 2018. – 56 с.

ISBN 978-966-328-144-5

Навчальний посібник підготовлено відповідно до програми дисципліни «Динаміка автомобільних та інших транспортних засобів». Він містить теоретичні основи і методики розрахунку тягово-швидкісних характеристик та параметрів паливної економічності автотранспортних засобів.

Для студентів закладів вищої освіти, які навчаються за спеціальністю «Транспортні технології», а також фахівців галузі конструювання, випробування та експлуатації транспортних засобів.

ISBN 978-966-328-144-5

© Сохацький А. В., Трофімов О. В., Фірсов О. Д., 2018

© Університет митної справи та фінансів, 2018

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
Розділ 1. ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБІЛЯ .	9
1.1. Силова установка автомобіля	9
1.2. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна автомобіля	9
1.3 Характеристики трансмісії.....	11
1.4. Характеристики ведучих коліс	12
1.5. Тяговий баланс і тягова характеристика автомобіля	15
1.6. Динамічний фактор і динамічна характеристика АТЗ.....	19
1.7. Швидкісна характеристика автомобіля	25
1.8. Розрахунок параметрів вибігу АТЗ	33
1.9. Потужнісний баланс автомобіля	35
<i>Контрольні запитання</i>	<i>37</i>
<i>Задачі</i>	<i>38</i>
Розділ 2. ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	41
<i>Контрольні запитання</i>	<i>46</i>
<i>Задачі</i>	<i>46</i>
Предметний покажчик.....	48
Рекомендована література.....	50
Додатки	51
Додаток 1	51
Додаток 2.....	51
Додаток 3.....	52
Додаток 4.....	52
Додаток 5.....	52
Додаток 6.....	53
Додаток 7.....	53
Додаток 8.....	54
Додаток 9.....	55

ВСТУП

Основним економічним завданням транспортної сфери є переміщення у просторі вантажів та пасажирів. Більшість видів транспорту (автомобільний, морський, залізничний, авіаційний) це завдання виконує за допомогою спеціальних технічних пристроїв – транспортних одиниць, в яких розміщуються вантажі та пасажирів, що переміщуються. Такі транспортні одиниці мають назву *транспортних засобів*. Транспортні засоби характеризуються низкою певних параметрів, що визначають їхню «споживчу якість» і називаються *експлуатаційними властивостями*.

Експлуатаційні властивості транспортного засобу (далі – ТЗ) характеризують ефективність його використання у певних умовах і дають змогу оцінити ступінь відповідності конструкції ТЗ вимогам експлуатації. Умовно їх можна поділити на дві категорії: експлуатаційні властивості, пов'язані з рухом транспортного засобу, та властивості, безпосередньо не пов'язані з ним (рис. 1.1). Експлуатаційні властивості, безпосередньо не пов'язані з рухом, визначають технічні можливості функціонування транспортного засобу як технічної системи (міцність, надійність), можливість виконання передбаченої технічними характеристиками транспортної роботи (вантажо- та пасажиромісткість), пристосованість ТЗ до умов експлуатації (до розвантаження/завантаження, посадки/висадки пасажирів, технічного обслуговування (далі – ТО) та ремонту). Натомість експлуатаційні властивості, пов'язані з рухом, визначають ефективність транспортного засобу саме під час виконання транспортної роботи.

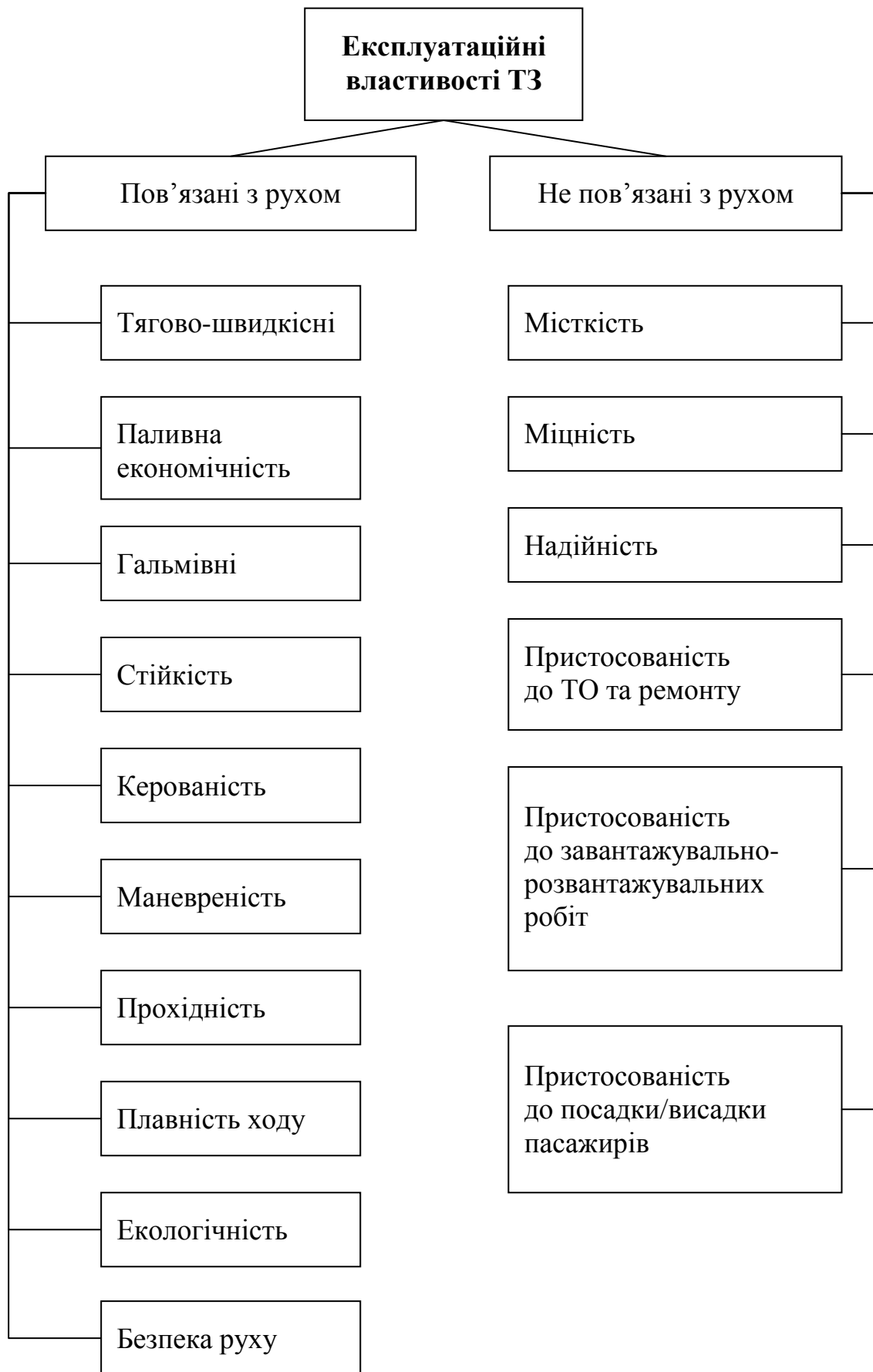


Рис. 1.1. Експлуатаційні властивості транспортних засобів

До основних експлуатаційних властивостей, пов'язаних із рухом, належать:

1. Тягово-швидкісні (динамічні властивості). Визначають здатність автомобіля рухатись у певних дорожніх умовах, долати підйоми, буксирувати причепа, здійснювати розгін, рухатися за інерцією.

2. Паливна економічність. Визначає ступінь раціонального використання енергії згоряння палива, що використовується двигуном під час руху в різних умовах.

3. Гальмівні властивості. Ці властивості визначають здатність автомобіля гальмувати із заданою інтенсивністю, забезпечувати рух із постійною швидкістю, а також можливість утримуватись у загальмованому стані на місці.

4. Керованість. Це сукупність властивостей, що визначають «реакцію» автомобіля на керування водія та на зовнішні впливи.

5. Стійкість. Визначає властивості автомобіля зберігати заданий напрямок руху під час дій зовнішніх збурень (нерівностей дорожнього покриття, різких поворотів, гальмувань тощо).

6. Маневреність. Визначає можливості руху автомобіля в умовах обмеженого простору.

7. Прохідність. Визначає можливості автомобіля рухатись у погіршених дорожніх умовах, по бездоріжжю та долати різні перешкоди.

8. Плавність ходу. Визначає сукупність властивостей, що забезпечують виконання встановлених норм вібронавантаження водія, пасажирів, вантажу, вузлів і агрегатів автомобіля.

9. Екологічність. Визначає сукупність властивостей, що дозволяє чинити якомога менший шкідливий вплив на навколишнє середовище (шум, забруднення повітря тощо).

10. Безпека руху. Комплексний показник, який визначає можливість руху транспортного засобу з якомога меншою ймовірністю виникнення аварії або дорожньо-транспортної пригоди.

Предмет дисципліни «Динаміка автомобільних та інших транспортних засобів» пов'язаний саме з розробкою методик ефективної оцінки експлуатаційних параметрів, безпосередньо пов'язаних із рухом транспортних засобів.

Знання методик розрахунку таких параметрів дає змогу розробникам транспортних засобів проектувати конструкцію, обирати певні типи вузлів та агрегатів автомобіля (або самостійно розробляти їх) з метою створення техніки, яка б відповідала техніко-економічним вимогам, зазначеним у технічному завданні на розробку ТЗ.

З іншого боку, використання методик розрахунку експлуатаційних параметрів дає змогу спеціалісту-експлуатаційнику обирати транспортні засоби для найбільш економічно ефективного та безпечного перевезення вантажів і пасажирів у заданих експлуатаційних умовах.

У навчальному посібнику «Динаміка автомобільних та інших транспортних засобів» (Ч. 1. Тягово-швидкісні властивості авто-транспортних засобів. Паливна економічність) згідно зі специфікою спеціальності основну увагу приділено динаміці автомобільних транспортних засобів (далі – АТЗ). Навчальний посібник не претендує на всеосяжне охоплення матеріалу, пов'язаного з ретельним вивченням експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів. Мета посібника – стисло подати основну інформацію про експлуатаційні параметри та викласти методику їх розрахунку. Така побудова матеріалу дає змогу студентові швидко ознайомитися з основними положеннями дисципліни й методами розрахунку експлуатаційних параметрів і перейти до практичного використання набутих знань під час розв'язання задач та підготовки курсових і дипломних проектів, а основне – застосовувати отримані навички у майбутній фаховій діяльності.

Для ретельного ознайомлення з предметом можна порекомендувати підручники та навчальні посібники [1, 3, 4, 7, 8].

Навчальний посібник складається з трьох частин. У частині першій розглядаються тягово-швидкісні характеристики та паливна економічність АТЗ. У другій частині розглядатимуться гальмівні властивості, стійкість, керованість і маневреність автомобіля. Третя частина має на меті вивчення прохідності, плавності ходу та безпеки руху.

Тягово-швидкісні характеристики та паливна економічність традиційно становлять левову частку матеріалу дисципліни. І це

не дивно, адже такі властивості чималою мірою визначають економічну цінність транспортних засобів, а саме співвідношення «ціна–якість». «Якість» розуміємо як транспортну роботу, виконану за певний час, тобто як економічну доцільність використання обраного транспортного засобу. Такі параметри, як максимальна швидкість, швидкість (і взагалі можливість) додання підйому, час розгону та вибігу тощо визначають основну характеристику транспортного засобу, – технічну швидкість.

Натомість «ціною» за виконану транспортну роботу буде певна витрата паливно-мастильних матеріалів (далі – ПММ). Підраховано, що вартість використаних ПММ може сягати 40 % усієї собівартості перевезення. Тому сукупність тягово-швидкісних параметрів та паливної економічності дуже важлива для роботи транспорту з економічної точки зору.

Розділ 1. ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБІЛЯ

1.1. Силова установка автомобіля

До силової установки автомобіля належить сукупність вузлів та агрегатів, що забезпечують перетворення хімічної енергії згоряння палива на механічну енергію руху автомобіля.

До складу силової установки входять:

- двигун;
- трансмісія;
- ведучі колеса.

1.2. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна автомобіля

Основа силової установки автомобіля – двигун, головною функцією якого є перетворення хімічної енергії згоряння палива на механічну енергію обертання колінчастого вала. Ця енергія далі передається на ведучі колеса за допомогою трансмісії.

Як вхідні дані для розрахунку тягово-швидкісних характеристик автомобіля використовують так звану *зовнішню швидкісну характеристику двигуна*, тобто залежність ефективної потужності N_e та ефективного крутного моменту M_e від частоти обертання колінчастого вала двигуна n_e за умови повної подачі палива. Оскільки величини N_e та M_e пов'язані між собою, то в якості вхідних даних достатньо знати одну із залежностей $N_e = N_e(n_e)$ або $M_e = M_e(n_e)$. Наприклад, потужність N_e виражається через величину крутного моменту M_e за формулою:

$$N_e = (M_e \times 10^{-3}) \times \omega_e = \frac{M_e \times n_e \times 2\pi}{60 \times 1000} = \frac{M_e \times n_e \times \pi}{30\,000}, \quad (1.1)$$

де M_e – крутний момент, Н×м;

ω_e – кутова швидкість, рад/сек;

N_e – потужність, кВт;

n_e – частота обертання, об/хв.

Зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала потужність і крутний момент зростають, досягаючи своїх максимальних значень N_{max} та M_{max} при $n_e = n_N$ і $n_e = n_M$

відповідно, а потім зменшуються внаслідок погіршення наповнення циліндрів пальною сумішшю та повітрям і збільшення механічних втрат у двигуні (рис. 1.2).

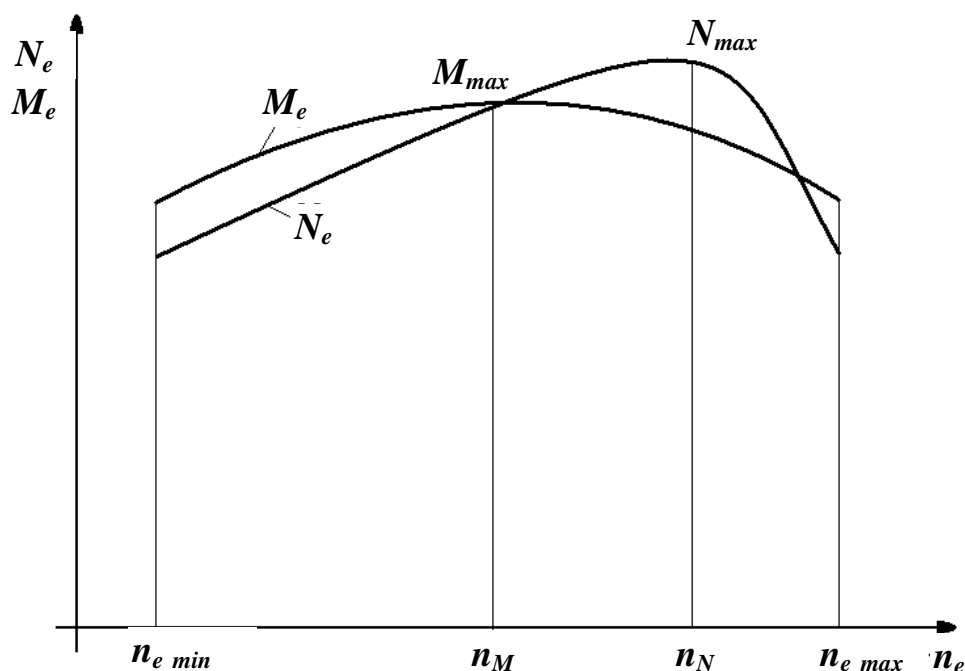


Рис. 1.2. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

Дані зовнішньої характеристики беруться з технічного паспорта двигуна, а за відсутності таких даних – обчислюються за однією з емпіричних формул, наприклад за формулою С. Р. Лейдермана [4]:

$$N_e = N_{max} \times \left[A_1 \times \frac{n_e}{n_N} + A_2 \times \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \quad (1.2)$$

де коефіцієнти A_1 , A_2 задовольняють умові:

$$A_1 + A_2 = 2$$

та залежать від способу сумішоутворення у двигуні (додаток 1).

Момент інерції J_δ обертових частин двигуна. Визначає ступінь інертності обертових частин двигуна (колінчастого та розподільного валів, маховика тощо) щодо обертального руху. Значення величин J_δ для деяких типів двигунів наведено в додатку 2. У разі відсутності інформації про значення J_δ від

виробника двигуна його розраховують за наближеною формулою:

$$J_{\partial} = J_0 + \frac{(i \times V_u)^2 \times k_{\partial}}{\sqrt{i}}, \quad (1.3)$$

де i – кількість циліндрів;

V_u – робочий об'єм одного циліндра, м³;

k_{∂} – коригуючий коефіцієнт.

Значення параметрів J_0 та k_{∂} для різних типів двигунів наведено у додатку 3.

1.3. Характеристики трансмісії

Трансмісія слугує для передачі енергії обертального руху від колінчастого вала двигуна до ведучих коліс автомобіля. Її параметри, що використовуються в розрахунках тягово-швидкісних характеристик, такі.

1. Передавальні числа u_k змінних передач та u_0 головної передачі. Визначають співвідношення між кутовою швидкістю обертання ω_e колінчастого вала та кутовою швидкістю ведучих коліс ω_k :

$$\omega_k = \frac{\omega_e}{u_0 \times u_k}. \quad (1.4)$$

2. Коефіцієнт η_m корисної дії трансмісії. Визначає частину потужності двигуна, що передається на ведучі колеса:

$$N_k = N_e \times \eta_m. \quad (1.5)$$

Типові значення коефіцієнтів корисної дії (далі – ККД) трансмісії для різних АТЗ [4] наведено в додатку 4.

3. Момент інерції J_{mp} трансмісії. Визначає ступінь інертності механізмів трансмісії щодо обертального руху. Як правило, інформацію про цей параметр проблематично знайти у документації на конкретний АТЗ, тому в розрахунках часто використовують наближену емпіричну формулу [7]:

$$J_{mp} = J_k \times z_k \times k_{mp}, \quad (1.6)$$

де J_k – момент інерції колеса;

z_k – кількість ведучих коліс;

k_{mp} – коригуючий коефіцієнт, значення якого для різних типів автомобілів наведено в додатку 5.

1.4. Характеристики ведучих коліс

Ведучі колеса завдяки своїй взаємодії з поверхнею дорожнього полотна забезпечують поступальний рух рами автомобіля зі змонтованими на неї кабіною та кузовом. Колесо характеризується такою низкою параметрів.

1. Вільний радіус r_0 колеса. Радіус колеса у вільному стані, що не приєднане до ходової частини автомобіля, визначається за формулою:

$$r_0 = \frac{d}{2} + \Delta \times b_{np}. \quad (1.7)$$

Тут d – діаметр посадочного диска,

Δ – коефіцієнт профільності шини, що визначається співвідношенням h_{np}/b_{np} , де h_{np} та b_{np} – відповідно висота і ширина профілю шини.

2. Статичний радіус r_c колеса – це відстань від осі колеса нерухомого завантаженого автомобіля до опорної поверхні, що визначається за формулою:

$$r_c = \frac{d}{2} + \Delta \times b_{np} \times \lambda, \quad (1.8)$$

де λ – коефіцієнт деформації шини, який дорівнює:

$\lambda = 0,8-0,85$ – для легкових автомобілів;

$\lambda = 0,85-0,9$ – для вантажних автомобілів та автобусів.

3. Динамічний радіус r_d колеса – це відстань від осі колеса до опорної поверхні завантаженого автомобіля, що рухається. Вважається, що колесо перебуває під дією вертикального навантаження та прикладеного крутного моменту M_k . Цей радіус визначається за формулою:

$$r_{\partial} = \frac{d}{2} + \Delta \times b_{np} \times \lambda_{\partial}, \quad (1.9)$$

де λ_{∂} – динамічний коефіцієнт деформації шини, що залежить від швидкості автомобіля, величини вертикального навантаження та крутного моменту M_k .

4. Радіус кочення r_k колеса. Визначає для колеса, що рухається з проковзанням, відстань від осі колеса до його миттєвого центра обертання (миттєвого центра швидкостей, відстань ОС на рис. 1.3). Знання радіуса кочення дає змогу знайти швидкість V_c осі колеса (і відповідно, поступальну швидкість рами автомобіля) за формулою:

$$V_c = \omega_k \times r_k. \quad (1.10)$$

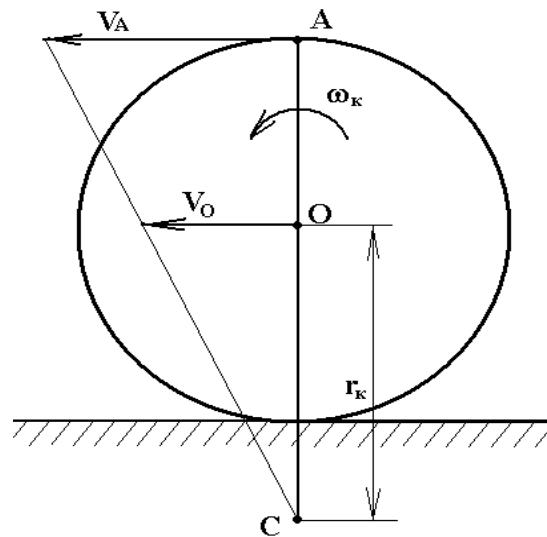


Рис. 1.3. Радіус кочення колеса

У більшості розрахунків, якщо рух коліс здійснюється без суттєвого проковзання, можна взяти $r_k \cong r_{\partial} \cong r_c \cong r_0$.

5. Коефіцієнт f опору коченню. Визначається за формулою:

$$f = \frac{a}{r_{\partial}}, \quad (1.11)$$

де a – відстань між лінією дії вертикальної складової R_z рівнодіючої R сил контактної взаємодії колеса з опорною поверхнею та вертикальною віссю, що проходить через центр колеса (рис. 1.4).

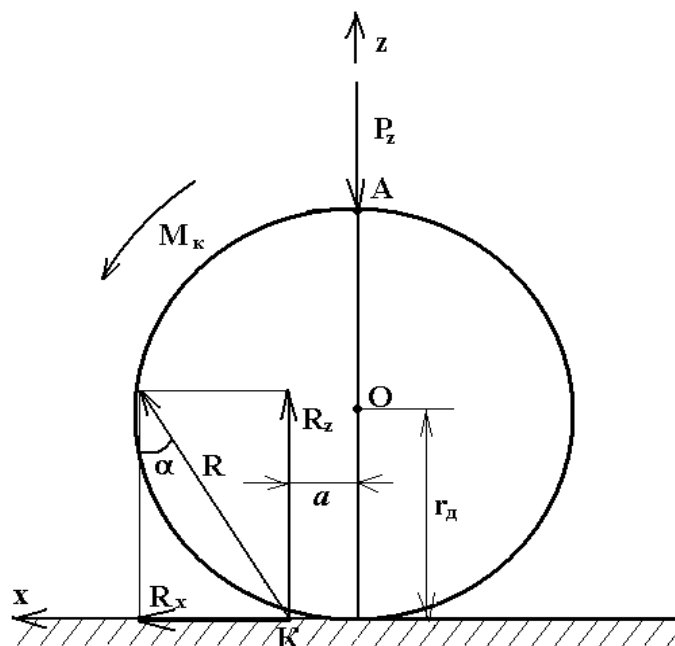


Рис. 1.4. Пояснення щодо визначення коефіцієнта опору коченню f та коефіцієнта зчеплення φ_x

Зрозуміло, що точка прикладення K рівнодіючої R зміщується вперед під час кочення колеса.

6. Поздовжній коефіцієнт зчеплення φ_x колеса з дорогою. Задає обмеження на максимальне значення відношення горизонтальної R_x до вертикальної R_z складової рівнодіючої контактних сил R взаємодії колеса з дорожнім покриттям (рис. 1.4):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{R_x}{R_z} \leq \varphi_x, \quad (1.12)$$

тобто

$$R_x = \begin{cases} R_z \times \operatorname{tg} \alpha, & \text{якщо } \operatorname{tg} \alpha \leq \varphi_x, \\ R_z \times \varphi_x, & \text{якщо } \operatorname{tg} \alpha > \varphi_x. \end{cases} \quad (1.13)$$

Значення коефіцієнта зчеплення φ_x для різних типів дорожнього покриття наведено в додатку 6.

7. Момент інерції J_k колеса. Моменти інерції типових коліс подано в додатку 7.

1.5. Тяговий баланс і тягова характеристика автомобіля

Основою для розрахунку тягово-швидкісних властивостей є диференціальне рівняння руху автомобіля, яке ще називають *тяговим (силовим) балансом*. У загальному вигляді його записують так:

$$P_{\kappa} = P_w + P_{\psi} + P_j. \quad (1.14)$$

Це означає, що тягове зусилля на ведучих колесах P_{κ} іде на подолання сили опору повітря P_w , сили сумарного опору дороги P_{ψ} та сил інерції P_j (рис. 1.5).

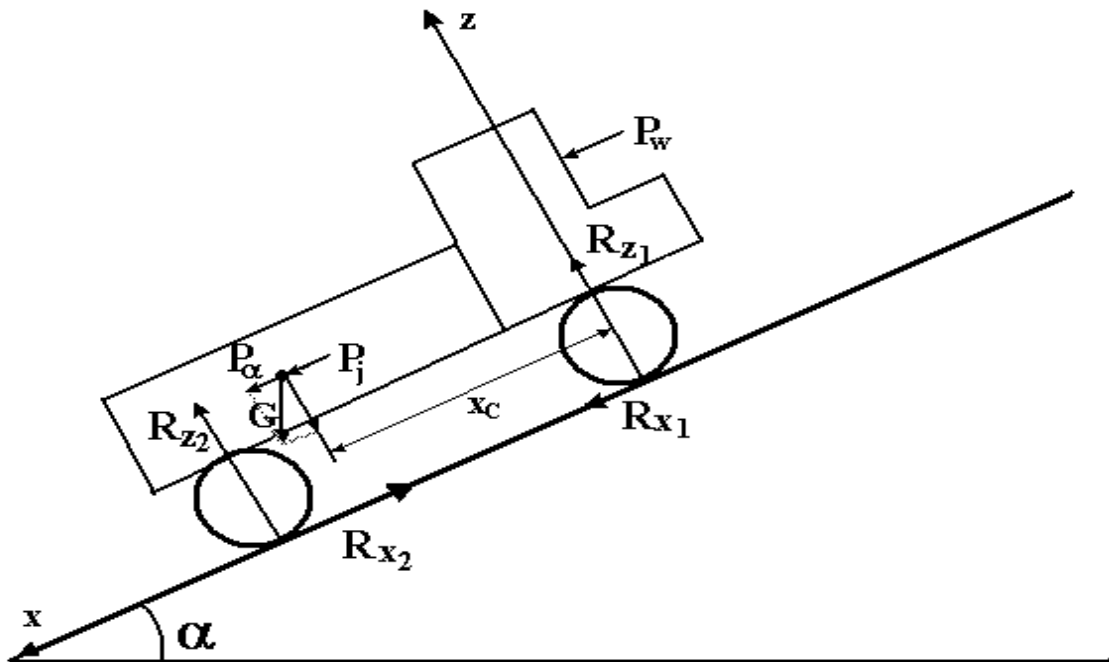


Рис. 1.5. Схема сил, що діють на автомобіль

Розглянемо детальніше сили, що входять до складу рівняння балансу (1.14).

Сила тяги на ведучих колесах P_{κ} фактично є складовою сили тертя ведучих коліс з опорною поверхнею. Визначається як крутним моментом, що подається через трансмісію до ведучих коліс, так і умовами зчеплення коліс із поверхнею дороги:

$$P_k = \begin{cases} \frac{M_k}{r_{\partial}}, & \text{якщо } \frac{M_k}{r_{\partial}} \leq \sum R_{z2} \times \varphi_x, \\ \sum R_{z2} \times \varphi_x, & \text{якщо } \frac{M_k}{r_{\partial}} > \sum R_{z2} \times \varphi_x. \end{cases} \quad (1.15)$$

Тут r_{∂} – динамічний радіус колеса;

$\sum R_{z2}$ – сумарна нормальна реакція на ведучих колесах;

φ_x – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з дорогою.

У випадку, коли $M_k/r_{\partial} \leq \sum R_{z2} \times \varphi_x$, кажуть, що тягове зусилля повністю реалізується на ведучих колесах.

Крутний момент на ведучих колесах M_k обчислюється за формулою:

$$M_k = M_e \times u_k \times u_0 \times \eta_m, \quad (1.16)$$

де u_k – передавальне число поточної передачі;

u_0 – передавальне число головної передачі;

η_m – коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Сила опору повітря P_w суттєво впливає на тягово-швидкісні характеристики автомобіля та його паливну економічність. Основним складником опору повітря є так званий **лобовий опір**, обумовлений стисненням повітря автомобілем під час руху, розрідженням повітря за автомобілем, тертям у повітряних шарах, що прилягають до автомобіля, вихороутворенням у шарах повітря, що оточують автомобіль.

Для розрахунку сили опору повітря (у разі відсутності вітру) використовують формулу:

$$P_w = \frac{1}{2} \times C_x \times F_a \times \rho_n \times V^2, \quad (1.17)$$

де F_a – лобова площа (площа проекції автомобіля на площину, перпендикулярну до його поздовжньої осі);

V – швидкість руху автомобіля;

ρ_n – щільність повітря;

C_x – безрозмірний коефіцієнт аеродинамічного опору, що залежить від типу і конструкції кабіни та кузова автомобіля.

Значення коефіцієнта C_x для різних моделей автомобілів наведено в додатку 8.

Сила сумарного опору дороги P_ψ складається з двох компонент: сили опору підйому P_α та сили опору коченню P_f :

$$P_\psi = P_f + P_\alpha. \quad (1.18)$$

Сила опору підйому P_α – поздовжня складова ваги автомобіля, що спрямована паралельно опорній поверхні та прикладена у центрі мас. Її величина обчислюється за формулою:

$$P_\alpha = G \times \sin\alpha, \quad (1.19)$$

де $G = m_a g$ – повна вага автомобіля,

α – кут ухилу дороги, який вважається **додатнім** у разі підйому і **від’ємним** у разі спуску.

Сила опору коченню P_f виражається формулою:

$$P_f = G \times f \times \cos\alpha, \quad (1.20)$$

де f – коефіцієнт опору коченню, який у попередніх розрахунках вважається сталим, а у більш детальних – залежить від швидкості АТЗ у такий спосіб:

$$f = f_0 \times [1 + (k_f \times V)^2], \quad (1.21)$$

де k_f – емпіричний коефіцієнт (часто беруть $k_f = 0,00067$;
 V – швидкість, м/с.

Орієнтовні значення коефіцієнта f_0 для різних типів дорожніх покриттів наведено в додатку 9.

З урахуванням формул (1.19), (1.20) формула (1.18) для сили сумарного опору дороги P_ψ набуває вигляду:

$$P_\psi = G \times \psi, \quad (1.22)$$

де коефіцієнт сумарного опору дороги ψ (враховуючи, що за невеликих кутів α маємо: $\cos\alpha \approx 1$, $\sin\alpha \approx \tan\alpha \approx \alpha$) визначається так:

$$\psi = f \times \cos\alpha + \sin\alpha \approx f + \tan\alpha = f + i, \quad (1.23)$$

де $i = \tan\alpha$ – величина ухилу дороги.

Сила інерції P_j виникає як протидія прискореному поступальному руху автомобіля та руху його обертових частин. Під час розрахунків зазвичай приймають:

$$P_j = m_a \times \frac{dV}{dt} \times \delta. \quad (1.24)$$

Тут δ – коефіцієнт урахування обертових мас, який для k -ої передачі розраховують за формулою:

$$\delta_k = 1 + \frac{J_d \times (u_0 \times u_k)^2 \times \eta_{mp} + J_{mp} + \sum J_k}{m_a (r_k)^2}, \quad (1.25)$$

де J_d , J_{mp} , $\sum J_k$ – моменти інерції відповідно обертових частин двигуна і трансмісії та сумарний момент інерції всіх коліс;

r_k – радіус кочення колеса.

Аналіз тягово-швидкісних властивостей проводять шляхом побудови графіка **тягової характеристики** АТЗ, яка являє собою залежність силових факторів, що входять до складу рівняння балансу (1.14), від швидкості автомобіля. Для зв'язку швидкості з частотою n_e обертання колінчастого вала двигуна за відсутності проковзання коліс використовують формулу:

$$V = \frac{\omega_e \times r_k}{u_0 \times u_k} = \frac{2\pi}{60} \times \frac{3600}{1000} \times \frac{n_e \times r_k}{u_0 \times u_k} = \frac{3\pi}{25} \times \frac{n_e \times r_k}{u_0 \times u_k}, \quad (1.26)$$

де швидкість V виражається у [км/год]; радіус кочення r_k – у [м], а розмірність інших величин така ж, як і у формулі (1.1).

На осі абсцис графіка тягової характеристики відкладають значення швидкості V , а на осі ординат – тягового зусилля. Графіки величини P_k будуються для кожної передачі за умови повної реалізації тягового зусилля з урахуванням зчіпних властивостей ведучих коліс з поверхнею дороги (верхній рядок у формулі (1.15)). Водночас на тому ж графіку позначають силу P_{ψ} , а також суму P_c сил сумарного опору дороги і повітря (рис. 1.6).

За допомогою графіка тягової характеристики можна, зокрема, обчислити максимальне та мінімальне тягове зусилля на кожній передачі, максимальний ухил, що долається на кожній передачі в заданих дорожніх умовах, максимально можливу швидкість АТЗ (відповідає абсцисі точки перетину графіків P_k та $P_w + P_{\psi}$; точка c на рис. 1.6) тощо.

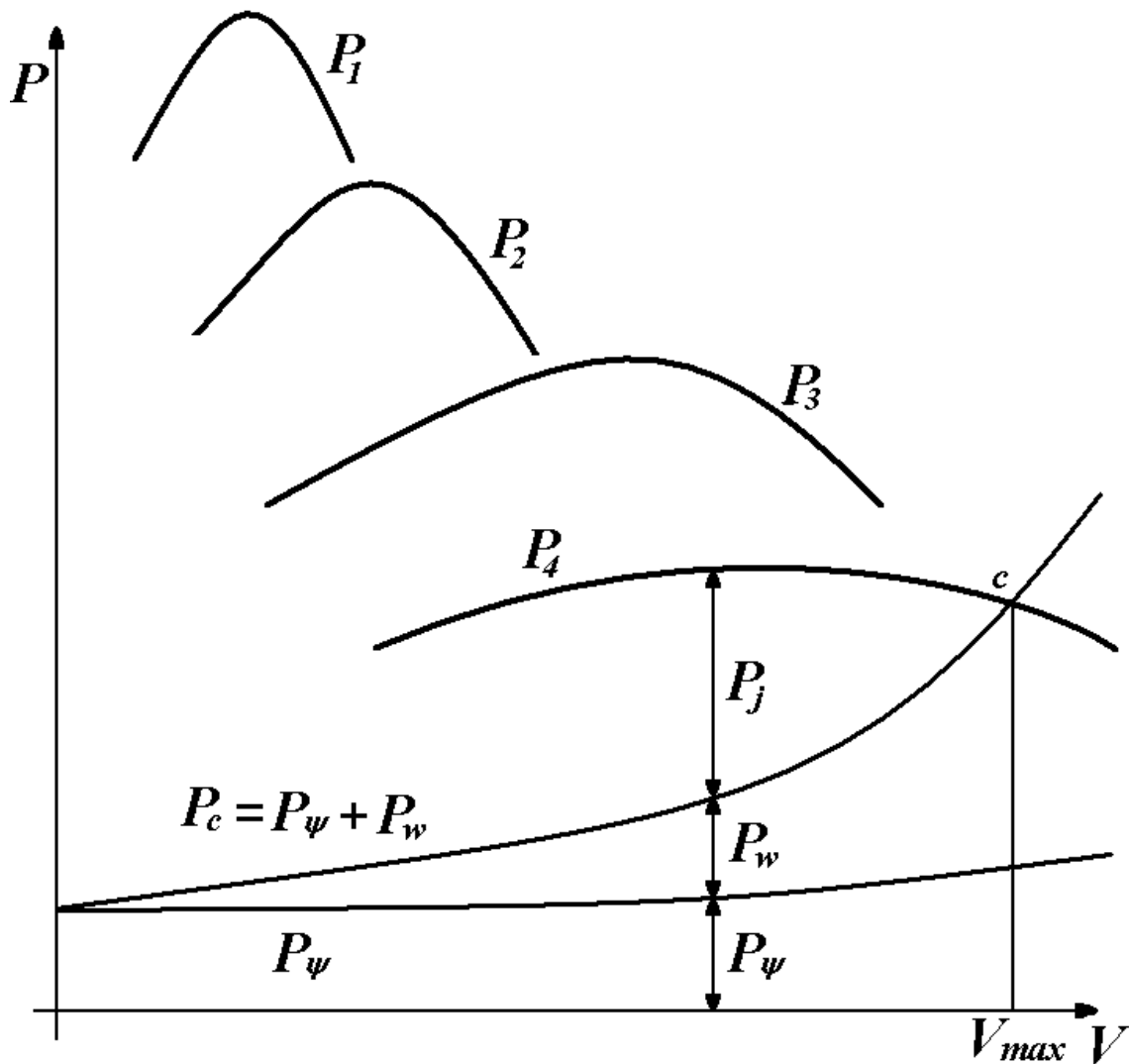


Рис. 1.6. Графік тягової характеристики автомобіля

1.6. Динамічний фактор і динамічна характеристика АТЗ

Для порівняння тягово-швидкісних характеристик різних автомобілів, які перебувають у різних «вагових категоріях» (мають різну масу, вантажопідйомність, тягове зусилля на ведучих колесах тощо), застосовують узагальнений показник – динамічний фактор.

Динамічним фактором АТЗ називається відношення так званого *вільного тягового зусилля* (різниці $P_k - P_w$) до ваги автомобіля:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G} = \frac{P_k - P_w}{m_a \times g}. \quad (1.27)$$

Виразивши у цьому співвідношенні значення $P_k - P_w$ з рівняння балансу (1.14) і враховуючи формули (1.22), (1.24), отримаємо:

$$D = \frac{P_\psi + P_i}{G} = \psi + \frac{\delta}{g} \times \frac{dV}{dt}. \quad (1.28)$$

Із цієї формули витікає, що у разі усталеного руху ($V = \text{const}$) величина динамічного фактора дорівнює коефіцієнту сумарного опору дороги:

$$D = \psi = f \times \cos\alpha + \sin\alpha. \quad (1.29)$$

Графічне зображення залежності динамічного фактора на кожній передачі від швидкості АТЗ називається *динамічною характеристикою* автомобіля (рис. 1.7).

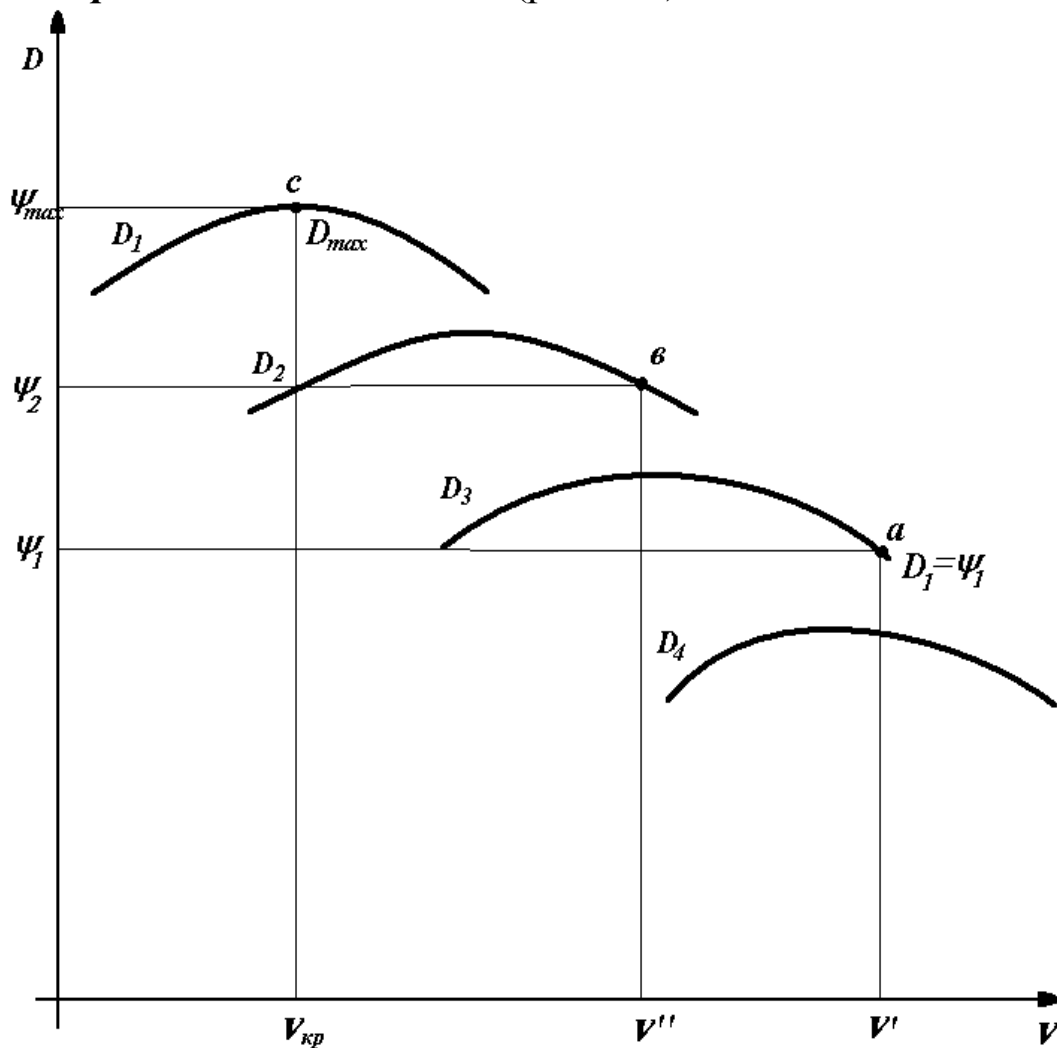


Рис. 1.7. Динамічна характеристика АТЗ

За допомогою динамічної характеристики можна розв'язувати такі задачі:

- із заданими дорожніми умовами (величина ψ) визначити швидкість усталеного руху і передачу, на якій можливий рух;
- із заданою швидкістю усталеного руху V знайти передачу і дорожні умови, за яких можливий рух автомобіля;
- визначити максимальний підйом, що може подолати автомобіль на будь-якій передачі.

Для розв'язання першої із зазначених задач необхідно для заданих f_0 та α побудувати графік залежності $\psi = \psi(V)$ за формулою (1.23) і знайти точку перетину цього графіка з динамічною характеристикою (точка a на рис. 1.7). Максимальна швидкість V' усталеного руху визначається абсцисою цієї точки, а передача, на якій здійснюється рух, – номером відповідного графіка динамічної характеристики.

З формул (1.21), (1.23) витікає, що сукупність графіків залежностей $\psi = \psi(V)$ фактично є двопараметричним сімейством кривих $\psi = \psi(f_0, \alpha; V)$. Для розв'язання другої і третьої із зазначених задач необхідно знайти певну криву із сімейства, яка проходить через задану точку (друга задача) або є дотичною до графіка характеристики (третья задача). Для спрощення розрахунків у випадку руху із порівняно невеликими швидкостями нехтують залежністю коефіцієнта опору коченню від швидкості, тобто замість (1.21) приймають $f = f_0 = const$. Тоді сімейство кривих $\psi = \psi(f_0, \alpha; V)$ перетворюється на сімейство прямих $\psi = const$, паралельних осі абсцис. Для розв'язання другої із зазначених задач, коли задана швидкість усталеного руху $V = V''$, її величину відкладають по осі абсцис і відновлюють перпендикуляр до перетинання з відповідною кривою динамічної характеристики. Точка перетину (точка b на рис. 1.7) визначає номер передачі й відповідне значення коефіцієнта опору дороги ψ_2 .

Для розв'язання третьої з поставлених задач (визначення величини максимального підйому α_{max} , що здатний подолати автомобіль на кожній передачі для заданого коефіцієнта опору коченню f) до відповідного графіка характеристики проводять дотичну, паралельну осі абсцис. Ордината ψ_{max} отриманої точки дотику (точка c на рис. 1.7) визначає значення максимального

опору дороги, який здатний подолати автомобіль на відповідній передачі, а його абсциса – відповідну швидкість усталеного руху. Ця швидкість $V_{кр}$ називається **критичною швидкістю**.

Наведемо методику наближеного обчислення значень $V_{кр}$ та ψ_{max} . З таблиці значень динамічного фактора D виберемо три послідовних значення D_{i-1} , D_i , D_{i+1} , для яких $D_i > D_{i-1}$ і $D_i > D_{i+1}$ та відповідні значення аргументу (швидкості) V_{i-1} , V_i , V_{i+1} . У цьому випадку гарантовано маємо $V_{кр} \in [V_{i-1}, V_{i+1}]$ (рис. 1.8).

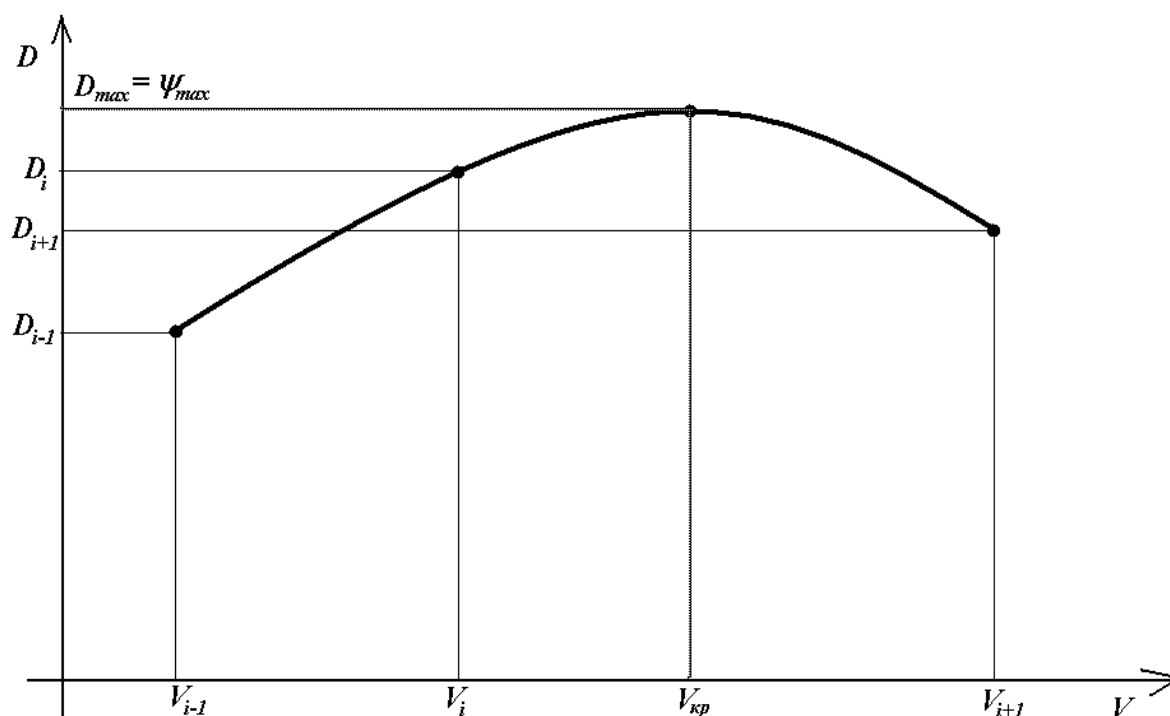


Рис. 1.8. Пояснення до обчислення значень $V_{кр}$ та ψ_{max}

Побудуємо інтерполяційний поліном у формі Ньютона для функції $D(V)$ на вузлах V_{i-1} , V_i , V_{i+1} :

$$D_{int}(V) = D_{i-1} + D(V_{i-1}, V_i) \times (V - V_{i-1}) + D(V_{i-1}, V_i, V_{i+1}) \times (V - V_{i-1}) \times (V - V_i), \quad (1.30)$$

де розділені різниці виражаються формулами:

$$D(V_{i-1}, V_i) = \frac{D_{i-1} - D_i}{V_{i-1} - V_i}, \quad D(V_i, V_{i+1}) = \frac{D_i - D_{i+1}}{V_i - V_{i+1}}, \quad (1.31 \text{ a})$$

$$D(V_{i-1}, V_i, V_{i+1}) = \frac{D(V_{i-1}, V_i) - D(V_i, V_{i+1})}{V_{i-1} - V_{i+1}}. \quad (1.31 \text{ б})$$

Графіком цього полінома, звичайно, буде парабола, що проходить через точки (V_{i-1}, D_{i-1}) , (V_i, D_i) та (V_{i+1}, D_{i+1}) . Абсциса й ордината вершини цієї параболи саме і визначатимуть значення $V_{кр}$ та D_{max} :

$$V_{кр} = \frac{1}{2} \times \frac{-D(V_{i-1}, V_i) + D \times (V_{i-1}, V_i, V_{i+1}) \times (V_{i-1} + V_i)}{D \times (V_{i-1}, V_i, V_{i+1})} \quad (1.32 \text{ а}),$$

$$D_{max} = D_{i-1} - \frac{1}{4} \times \frac{(D(V_{i-1}, V_i) + D(V_{i-1}, V_i, V_{i+1}) \times (V_{i-1} - V_i))^2}{D(V_{i-1}, V_i, V_{i+1})}. \quad (1.32 \text{ б})$$

Значення α_{max} для отриманої величини ψ_{max} може бути отримане як розв'язок нелінійного рівняння:

$$\psi_{max} = f \times \cos \alpha_{max} + \sin \alpha_{max}. \quad (1.33)$$

Для малих кутів ухилу $\alpha \ll 1$ маємо (див. (1.23))

$$\cos \alpha \approx 1, \sin \alpha \approx \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i,$$

де α – кут, виражений у радіанах;

i – поздовжній ухил дороги, тоді (1.33) набере вигляду:

$$D_{max} \approx f + \alpha_{max} \approx f + i_{max}, \quad (1.34)$$

звідки знайдемо:

$$\alpha_{max} \approx i_{max} = D_{max} - f. \quad (1.35)$$

Якщо кут ухилу α не є малим, рівняння (1.33) може бути розв'язане за допомогою заміни $y = \sin \alpha_{max}$. Тоді, згідно з основною тригонометричною тотожністю, $\cos \alpha_{max} = \sqrt{1 - y^2}$ (вважаємо $0 \leq \alpha_{max} \leq \pi/2$), і (1.33) перетвориться на рівняння:

$$D_{max} - y = f^2 \times \sqrt{1 - y^2}. \quad (1.36)$$

Розв'язуючи (1.36) і роблячи зворотну заміну змінної, отримаємо:

$$\alpha_{max} = \arcsin \left\{ \frac{D_{max} - f \times \sqrt{1 + f^2 - D_{max}^2}}{1 + f^2} \right\} \quad (1.37)$$

Як було зазначено, тягове зусилля не завжди може бути реалізоване цілком у зв'язку з недостатнім зчепленням ведучих коліс з дорогою (див. формулу (1.15)). Щоб урахувати можливість такої реалізації, вводять **динамічний фактор за зчепленням** D_φ , замінюючи у формулі (1.27) P_k на $\sum R_{z2} \cdot \varphi_x$, тобто:

$$D_\varphi = \frac{\sum R_{z2} \times \varphi_x - P_w}{G} = \frac{\sum R_{z2} \times \varphi_x - P_w}{m_a \times g}. \quad (1.38)$$

З урахуванням цієї формули умову можливості руху запишемо так:

$$D_\varphi \geq D \geq \psi. \quad (1.39)$$

Для перевірки цієї умови на діаграмі характеристики будують графік залежності $D_\varphi = D_\varphi(V)$ (рис. 1.9).

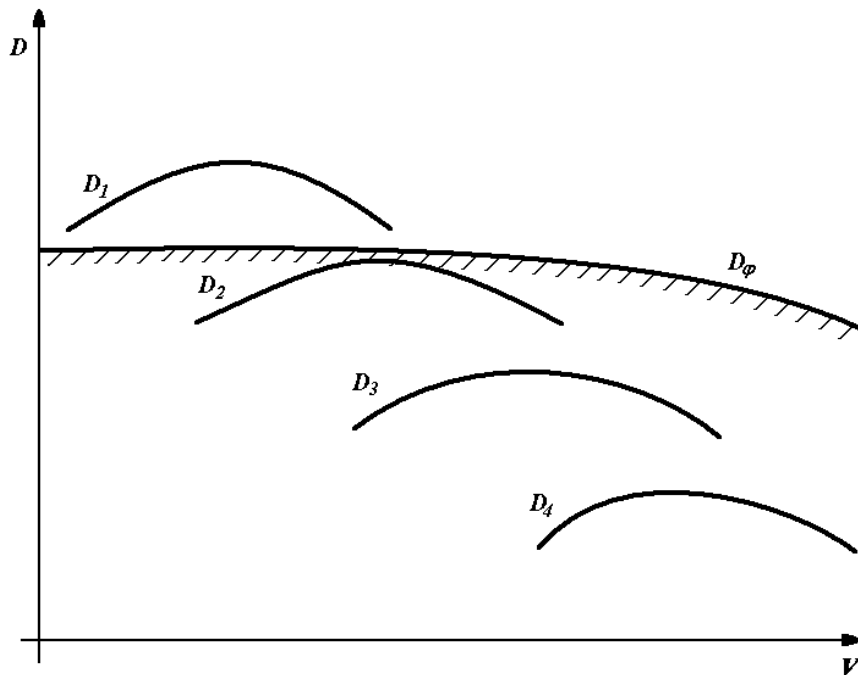


Рис. 1.9. Динамічна характеристика автомобіля з урахуванням зчіпних властивостей

Можливим умовам руху відповідають лише точки графіка динамічної характеристики, що лежать нижче кривої $D_\varphi = D_\varphi(V)$.

1.7. Швидкісна характеристика автомобіля

Швидкісні параметри АТЗ містять показники, що характеризують прискорений рух автомобіля, а також його рух накатом (тобто рух із двигуном, від'єднаним від трансмісії). Зокрема, до швидкісної характеристики АТЗ належать:

- прискорення автомобіля на кожній передачі;
- час і шлях розгону;
- час і шлях вибігу.

Залежність **прискорення** j від швидкості АТЗ – основа для подальших розрахунків швидкісних параметрів. Його розраховують, зважаючи на (1.28), за формулою:

$$j = \frac{dV}{dt} = (D - \psi) \times \frac{g}{\delta}. \quad (1.40)$$

Маючи дані динамічної характеристики $D = D(V)$ для кожної передачі, будують графік прискорень автомобіля (рис. 1.10).

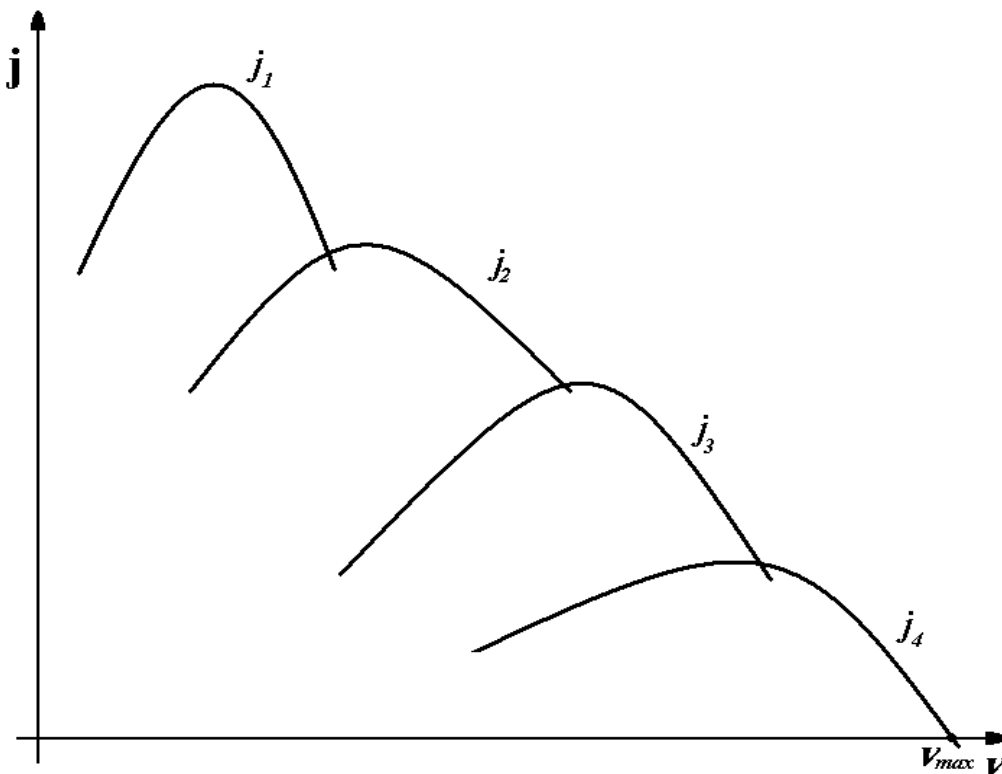


Рис. 1.10. Графік прискорень автомобіля

Із графіка прискорень можна отримати таку інформацію. По-перше, точки перетину графіків прискорень на двох суміжних передачах визначають швидкості, за яких слід переключати передачі для отримання максимальної інтенсивності розгону. По-друге, можна визначити максимально можливу швидкість V_{max} усталеного руху ($j = 0$), яку здатний розвинути автомобіль, знайшовши абсцису точки перетину графіка прискорень із віссю абсцис. Зрозуміло, що отримане значення має збігатися з величиною V_{max} , знайденою з аналізу динамічної характеристики (див. рис. 1.7).

Співвідношення (1.40) є диференціальним рівнянням першого порядку зі змінними, що розділяються:

$$\frac{dV}{dt} = j(V). \quad (1.41)$$

Розділивши у (1.41) змінні й про інтегрувавши рівняння, отримаємо:

$$t = \int_{V_0}^V \frac{dV}{j(V)}, \quad (1.42)$$

де V_0 – швидкість у момент часу $t = 0$;

V – швидкість у поточний момент часу t .

Розв'язок диференціального рівняння (1.41) за формулою (1.42) дає **час розгону** автомобіля, тобто залежність $t = t(V)$.

Методика чисельного розв'язання диференціального рівняння спирається на наближене обчислення інтегралів типу (1.42). Позначимо підінтегральну функцію $1/j(V)$ через $g(V)$. Проміжок інтегрування приймемо:

$$V \in [V_{min}, V_{max}], \quad (1.43)$$

де V_{min} – мінімальна стійка швидкість руху, що відповідає мінімальній частоті обертання $n_{e\ min}$ колінчастого вала двигуна на найнижчій передачі (див. рис. 1.2);

V_{max} – максимальна можлива швидкість АТЗ.

Залежність $t = t(V)$ починають будувати саме із цієї мінімально стійкої швидкості V_{min} , хоча насправді розгін автомобіля починається зі швидкості $V = 0$. Оскільки ми не маємо

інформації про прискорення на проміжку часу $[0, \Delta t_{min}]$, що відповідає діапазону швидкостей $[0, V_{min}]$, а також враховуючи, що час розгону до V_{min} порівняно малий, величиною Δt_{min} зазвичай нехтують.

Отже, нехай відрізок $[V_{min}, V_{max}]$ розбитий точками $V_0 = V_{min}, V_1, V_2, \dots, V_n = V_{max}$ на часткові відрізки $[V_0, V_1], [V_1, V_2], \dots, [V_{n-1}, V_n]$, причому в кожній точці V_i задано значення функції g : $g = g(V)$. Задача полягає у знаходженні відповідних значень t_i – наближеного розв’язку рівняння (1.41), $i = 0, 1, 2, \dots, n$. Враховуючи властивість адитивності інтеграла (1.42), отримуємо таке: якщо величину t_{i-1} вже знайдено, то наступне значення t_i обчислюється за формулою:

$$t_i = t_{i-1} + \Delta t_i = t_{i-1} + \int_{V_{i-1}}^{V_i} g(V) dV, i = 1, 2, \dots, n \quad (1.44)$$

причому $t_0 = 0$. Формула (1.44) дає змогу в рекурентний спосіб послідовно обчислити невідомі величини t_1, t_2, \dots, t_n .

Обчислити інтеграли Δt_i на часткових відрізках $[V_{i-1}, V_i]$ у формулі (1.44) можливо за будь-якою формулою чисельного інтегрування: трапецій, прямокутників тощо.

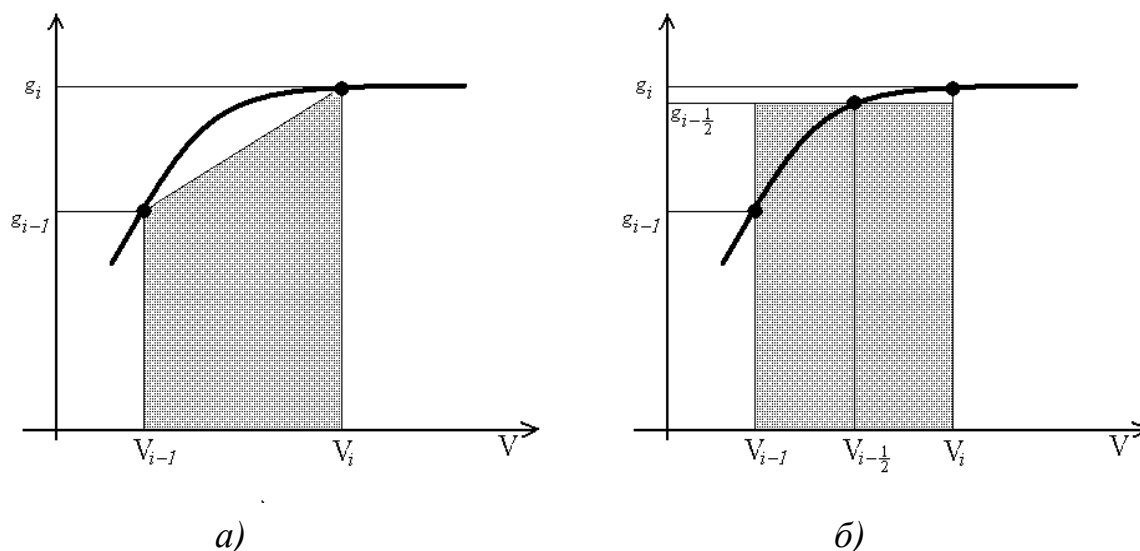


Рис. 1.11. Методи чисельного інтегрування на часткових відрізках: формула трапецій (а); центральна формула прямокутників (б)

Наприклад, формула трапецій (рис. 1.11а) у даному випадку має вигляд:

$$\Delta t_i \approx \frac{g_{i-1} + g_i}{2} \times (V_i - V_{i-1}) = \frac{g_{i-1} + g_i}{2} \times \Delta V_i. \quad (1.45)$$

Центральна формула прямокутників (рис. 1.11б) здається дещо точнішою і записується так:

$$\Delta t_i \approx g_{i-1/2} \times \Delta V_i \quad g_{i-1/2} = g \left(\frac{V_{i-1} + V_i}{2} \right) = g(V_{i-1/2}). \quad (1.46)$$

Невідоме значення $g_{i-1/2}$ функції $g(V)$ усередині часткового відрізка $[V_{i-1}, V_i]$ можливо знайти, наприклад, шляхом кусково-квадратичної інтерполяції з вузлами V_{i-2}, V_{i-1}, V_i (рис. 1.12а), чи з вузлами V_{i-1}, V_i, V_{i+1} (рис. 1.12б).

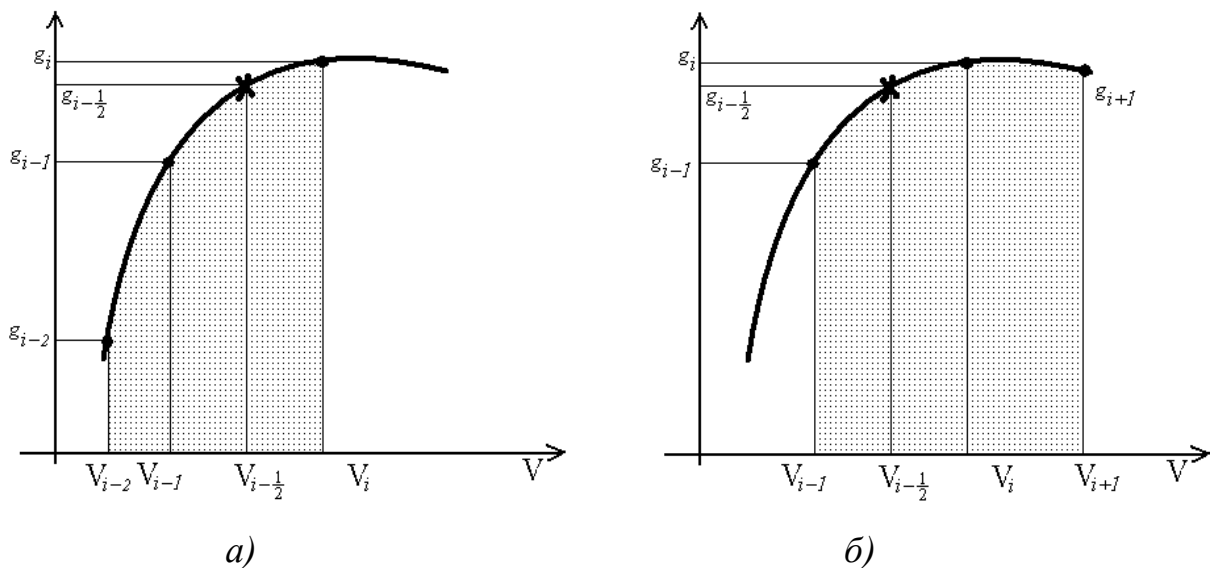


Рис 1.12. Кусково-квадратична інтерполяція для обчислення значення функції всередині часткового відрізка: з вузлами V_{i-2}, V_{i-1}, V_i (а); з вузлами V_{i-1}, V_i, V_{i+1} (б)

Формула для $g_{i-1/2}$ у випадку інтерполяції з вузлами V_{i-2}, V_{i-1}, V_i :

$$g_{i-1/2} = \frac{g_{i-1} + g_i}{2} + \frac{V_i - V_{i-1}}{4} \times \left(\frac{g_{i-1} - g_{i-2}}{V_{i-1} - V_{i-2}} - \frac{g_i - g_{i-2}}{V_i - V_{i-2}} \right) \quad (1.47)$$

(формула не застосовується для середини часткового відрізка $[V_0, V_1]$, тобто для $i=1$), а у випадку інтерполяції з вузлами V_{i-1}, V_i, V_{i+1} набуває вигляду:

$$g_{i-1/2} = \frac{g_{i-1} + g_i}{2} + \frac{V_i - V_{i-1}}{4} \times \left(\frac{g_{i+1} - g_{i-1}}{V_{i+1} - V_{i-1}} - \frac{g_{i+1} - g_i}{V_{i+1} - V_i} \right) \quad (1.48)$$

(формула не застосовується для середини часткового відрізка V_{n-1}, V_n , тобто для $i = n$).

Слід зауважити, що власне процес переключення передач триває певний час, який треба враховувати у побудові характеристики розгону автомобіля. Величина проміжку часу Δt_n , протягом якого здійснюється переключення передач, залежить від кваліфікації водія та конструктивних особливостей АТЗ. У цей проміжок часу двигун, як правило, від'єднується від трансмісії, й автомобіль здійснює уповільнений рух (звичайно, якщо автомобіль не рухається під ухил). Припустимо, що початок процесу переключення передач збігається з моментом часу t_k , а кінець – з моментом часу $t_{k+1} = t_k + \Delta t_n$. Оскільки час переключення Δt_n порівняно малий ($\sim 1-2$ с), прискорення на відрізку $[t_k, t_{k+1}]$ без значної погрішності можна вважати постійним. Для його обчислення враховуємо значення сили опору дороги і повітря в момент часу t_k :

$$j_k = - \frac{P_w + P_\psi}{G} \times \frac{g}{\delta} = - \left(\frac{k_n \times F \times V_k^2}{G} + \psi \right) \times \frac{g}{\delta}. \quad (1.49)$$

Коефіцієнт врахування обертових мас δ обчислюють, зважаючи тільки на моменти інерції коліс:

$$\delta = 1 + \frac{\sum J_k}{m_a \times (r_k)^2}. \quad (1.50)$$

Оскільки на проміжку $[t_k, t_{k+1}]$ $j = j_k = const$, час розгону буде лінійною функцією, і значення швидкості V_{k+1} в момент часу t_{k+1} визначатиметься формулою:

$$V_{k+1} = V_k + j_k \times \Delta t_n. \quad (1.51)$$

Для продовження розрахунків часу розгону на наступній передачі за формулою (1.44) необхідно «відновити» відповідне отриманій швидкості V_{k+1} значення g_{k+1} на цій передачі. Це може бути виконано за допомогою лінійної або квадратичної інтерполяції даних з таблиці значень функції $g(V)$ на наступній передачі. Зокрема, у випадку лінійної інтерполяції на базі пари значень $(\tilde{V}_{i-1}, \tilde{g}_{i-1}), (\tilde{V}_i, \tilde{g}_i)$, $V_{k+1} \in [\tilde{V}_{i-1}, \tilde{V}_i]$, з указаної таблиці отримаємо:

$$g_{k+1} = \tilde{g}_{i-1} + \tilde{g}(\tilde{V}_{i-1}, \tilde{V}_i) \times (V_k - \tilde{V}_{i-1}), \quad (1.52)$$

де

$$\tilde{g}(\tilde{V}_{i-1}, \tilde{V}_i) = \frac{\tilde{g}_{i-1} - \tilde{g}_i}{\tilde{V}_{i-1} - \tilde{V}_i}. \quad (1.53)$$

У випадку квадратичної інтерполяції як базу застосуємо трійку значень $(\tilde{V}_{i-1}, \tilde{g}_{i-1}), (\tilde{V}_i, \tilde{g}_i), (\tilde{V}_{i+1}, \tilde{g}_{i+1})$, $V_{k+1} \in [\tilde{V}_{i-1}, \tilde{V}_{i+1}]$. Необхідне значення g_{k+1} буде обчислюватися за формулою

$$g_{k+1} = \tilde{g}_{i-1} + \tilde{g}(\tilde{V}_{i-1}, \tilde{V}_i) \times (V_k - \tilde{V}_{i-1}) + \\ + \tilde{g}(\tilde{V}_{i-1}, \tilde{V}_i, \tilde{V}_{i+1}) \times (V_k - \tilde{V}_{i+1}) \times (V_k - \tilde{V}_{i-1}), \quad (1.54)$$

де

$$\tilde{g}(\tilde{V}_{i-1}, \tilde{V}_i, \tilde{V}_{i+1}) = \frac{\tilde{g}(\tilde{V}_{i-1}, \tilde{V}_i) - \tilde{g}(\tilde{V}_i, \tilde{V}_{i+1})}{\tilde{V}_{i-1} - \tilde{V}_{i+1}}, \quad (1.55 \text{ а})$$

$$\tilde{g}(\tilde{V}_i, \tilde{V}_{i+1}) = \frac{\tilde{g}_i - \tilde{g}_{i+1}}{\tilde{V}_i - \tilde{V}_{i+1}}. \quad (1.55 \text{ б})$$

В якості наступного значення аргументу V в таблиці часу розгону виступатиме \tilde{V}_i , якщо $V_{k+1} \in [\tilde{V}_{i-1}, \tilde{V}_i]$, і \tilde{V}_{i+1} , якщо $V_{k+1} \in [\tilde{V}_i, \tilde{V}_{i+1}]$.

Продовжуючи обчислення описаним способом на наступній передачі і т.д., сформуємо повну таблицю часу розгону до максимальної швидкості на найвищій передачі.

Графік часу розгону буде східчастою кривою, як показано на рис. 1.13.

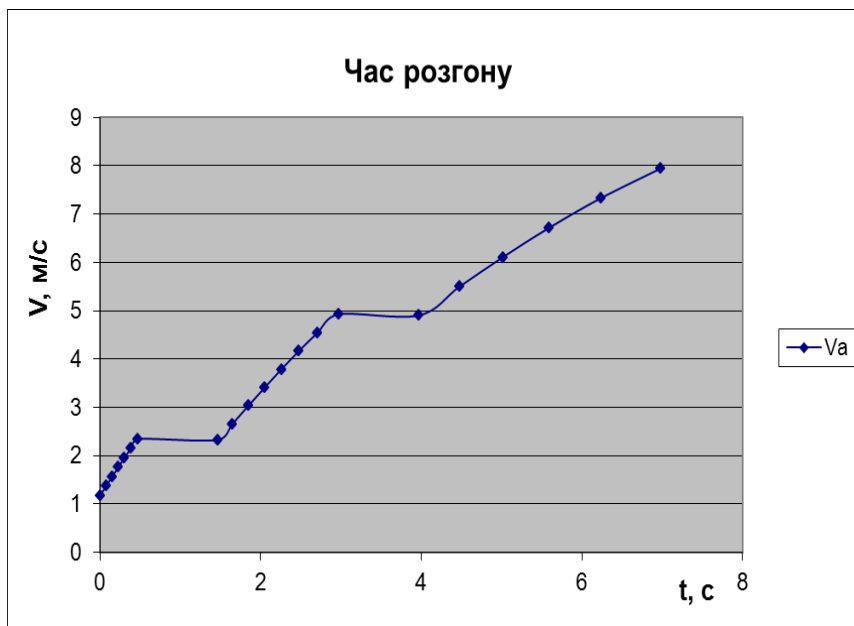


Рис. 1.13. Графік часу розгону АТЗ

Шлях та інтенсивність розгону автомобіля, тобто залежність пройденого автомобілем шляху S від його швидкості V та часу t отримують, використовуючи знайдену залежність $V = V(t)$, обернену до залежності часу розгону (1.42). З диференційного рівняння:

$$\frac{dS}{dt} = V(t), \quad (1.56)$$

інтегруючи, отримаємо:

$$S(t) = \int_0^t V(t) dt. \quad (1.57)$$

Чисельне інтегрування рівняння (1.57) здійснюється аналогічно інтегруванню співвідношення (1.42). Маючи отриману за формулою (1.44) послідовність значень $t_0 = 0, t_1, t_2, \dots, t_n$ (вважаємо, що в цю послідовність включені також моменти початку й закінчення переключення передач), з (1.57) можемо знайти відповідні значення шляху розгону:

$$S_i = S_{i-1} + \Delta S_i = S_{i-1} + \int_{t_{i-1}}^{t_i} V(t) dt, \quad I = 1, 2, \dots, n, \quad S_0 = 0. \quad (1.58)$$

Інтеграл ΔS_i у формулі (1.58) обчислюється за розглянутою вище методикою отримання часу розгону, тобто за формулами трапецій або прямокутників. Наприклад, центральну формулу прямокутників запишемо так:

$$\Delta S_i \approx V_{i-1/2} \times \Delta t_i, \quad V_{i-1/2} = V\left(\frac{t_{i-1} + t_i}{2}\right) = V(t_{i-1/2}), \quad (1.59)$$

де значення $V_{i-1/2}$ обчислюється за допомогою квадратичної інтерполяції з вузлами t_{i-2}, t_{i-1}, t_i :

$$V_{i-1/2} = \frac{V_{i-1} + V_i}{2} + \frac{t_i - t_{i-1}}{4} \times \left(\frac{V_{i-1} - V_{i-2}}{t_{i-1} - t_{i-2}} - \frac{V_i - V_{i-2}}{t_i - t_{i-2}} \right) \quad (1.60)$$

або з вузлами t_{i-1}, t_i, t_{i+1} :

$$V_{i-1/2} = \frac{V_{i-1} + V_i}{2} + \frac{t_i - t_{i-1}}{4} \times \left(\frac{V_{i+1} - V_{i-1}}{t_{i+1} - t_{i-1}} - \frac{V_{i+1} - V_i}{t_{i+1} - t_i} \right). \quad (1.61)$$

На проміжках часу $[t_k, t_{k+1}]$, протягом яких здійснюється переключення передач, завдяки лінійності функції $V(t)$ варто застосовувати формулу трапецій:

$$\Delta S_{k+1} = \frac{V_k + V_{k+1}}{2} \times (t_{k+1} - t_k) = \frac{V_k + V_{k+1}}{2} \times \Delta t_n. \quad (1.62)$$

Отже, провівши обчислення за формулою (1.58), отримаємо (таблично задану) залежність $S = S(t)$, на основі якої можна побудувати графік інтенсивності розгону (рис. 1.14).

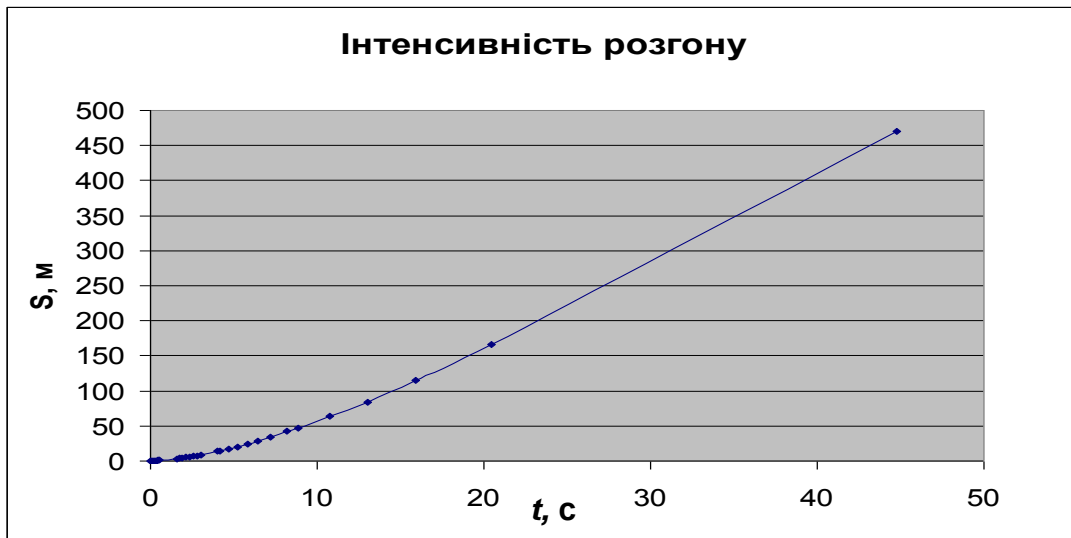


Рис. 1.14. Графік інтенсивності розгону автомобіля

Оскільки для кожного значення t_i вже є відповідні значення V_i ($i = 0, 1, \dots, n$), ми водночас маємо і залежність $S = S(V)$ (шлях розгону). Графік шляху розгону зображено на рис. 1.15.

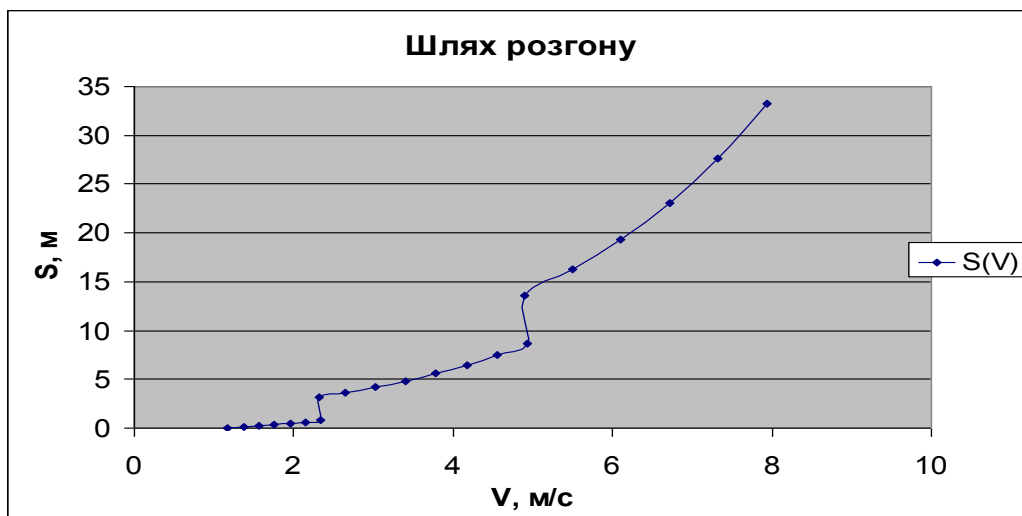


Рис. 1.15. Графік шляху розгону автомобіля

1.8. Розрахунок параметрів вибігу АТЗ

Рух автомобіля накатом (вибіг) широко використовують на практиці під час руху на спусках, а також у міських умовах. Під час руху накатом двигун від'єднується від трансмісії (за допомогою зчеплення або виставлення «нейтральної» передачі), тому в диференційному рівнянні руху автомобіля враховуються

лише сили інерції, опору дороги та повітря. З рівняння (1.14), враховуючи формули (1.17), (1.18), (1.24), отримаємо:

$$\frac{dV}{dt} = j(V) = -\frac{P_w + P_\psi}{G} \times \frac{g}{\delta} = -\left(\frac{k_n \times F \times V^2}{G} + \psi\right) \times \frac{g}{\delta} \quad (1.63)$$

причому коефіцієнт δ розраховується за формулою (1.50). Оскільки сумарний опір дороги ψ може бути додатним і від'ємним (рух на підйом та під ухил), то, залежно від знака й величини ψ , автомобіль може здійснювати уповільнений ($j < 0$), сталий ($j = 0$) або прискорений рух ($j > 0$).

Параметри вибігу аналогічні розглянутим показникам розгону. Це **прискорення (уповільнення) вибігу, шлях і час вибігу**.

Розрахунок параметрів вибігу (у разі уповільненого руху) проводять із максимально можливої швидкості V_{max} , знайденої під час попередніх розрахунків. Діапазон швидкостей $[0, V_{max}]$ поділяють на часткові проміжки $[V_0 = 0, V_1]$, $[V_1, V_2]$, ..., $[V_{n-1}, V_n = V_{max}]$. Оскільки диференціальне рівняння (1.63) має вигляд (1.41), то для його розв'язання застосовують методику, розглянуту в попередньому підрозділі. Певним спрощенням є те, що не потрібно враховувати проміжки часу, де здійснюється переключення передач.

Проводячи розрахунки за вказаною вище методикою, отримують залежності $j = j(V)$ (прискорення/уповільнення вибігу), $t = t(V)$ або $V = V(t)$ (час вибігу, рис. 1.16), а також $S = S(t)$ і $S = S(V)$ (шлях вибігу, рис. 1.17).

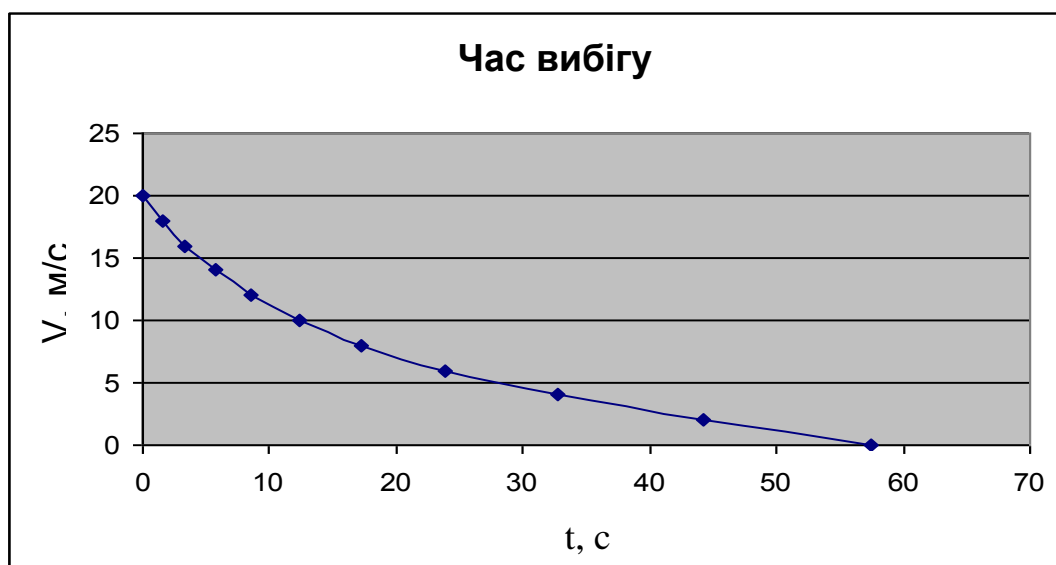


Рис. 1.16. Час вибігу АТЗ ($V = V(t)$)

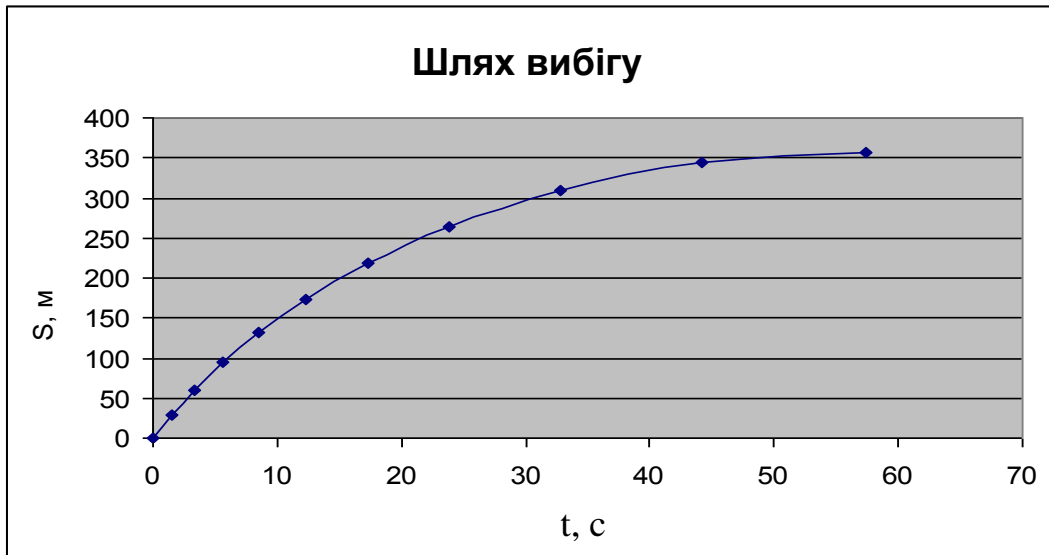


Рис. 1.17. Шлях вибігу АТЗ ($S=S(t)$)

1.9. Потужнісний баланс автомобіля

Рівняння руху автомобіля може бути представлено не тільки силовим, але й потужнісним балансом. Потужнісний баланс дозволяє аналізувати витрати потужності на подолання опорів руху, що зумовлені зовнішніми впливами, а також тертям у механізмах автомобіля. Це дає змогу оцінювати ефективність використання потужності двигуна, аналізувати паливну економічність автомобіля та виявляти вплив різних факторів на витрати палива.

Враховуючи формулу для потужності N сили P :

$$N = P \times V, \quad (1.64)$$

рівняння силового балансу (1.14), можна записати як баланс потужностей:

$$N_k = N_w + N_\psi + N_j, \quad (1.65)$$

де N_k – потужність, що розвивається на ведучих колесах автомобіля;

N_w , N_ψ , N_j – потужності, що йдуть на подолання опору повітря, сумарного опору дороги і розгін автомобіля відповідно.

Вказані складники рівняння потужнісного балансу (1.65) мають вигляд:

$$N_k = N_e \times \eta_m = \frac{M_e \times u_k \times u_0 \times \eta_m}{r_\partial} \times V, \quad (1.66)$$

$$N_w = k_n \times F \times V^3, \quad (1.67)$$

$$N_\psi = G \times \psi \times V, \quad (1.68)$$

$$N_j = \frac{G}{g} \times \delta \times j \times V. \quad (1.69)$$

Формула (1.66) для потужності на ведучих колесах записана за умови повного зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею.

На основі рівняння (1.65) будують графік потужнісного балансу (рис. 1.18).

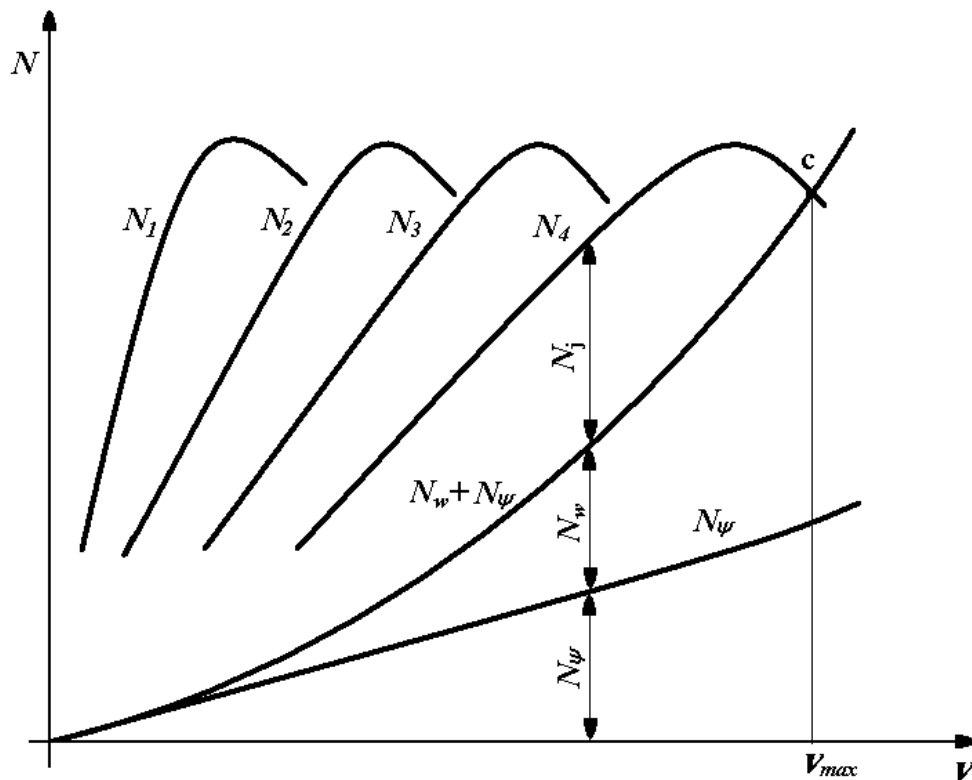


Рис. 1.18. Графік потужнісного балансу автомобіля

Для цього спочатку будують графіки потужності N_k для кожної передачі, а потім – графік суми $N_w + N_{\psi}$. Величина N_j , яка на графіку зображується відрізком вертикальної прямої між графіками $N_w + N_{\psi}$ і N_k , визначає запас потужності на ведучих колесах, що витрачається на розгін автомобіля в заданих дорожніх умовах. Зі збільшенням швидкості потужність опору $N_w + N_{\psi}$ зростає або в певний момент швидкості запас потужності стає нульовим (точка c на рис. 1.18). Прискорення автомобіля в цьому випадку також дорівнює нулю і він рухається з постійною швидкістю, що є максимальною у даних дорожніх умовах ($V = V_{max}$). Зрозуміло, що отримана в такий спосіб максимальна швидкість має збігатися зі швидкістю, знайденою методом тягового балансу або динамічної характеристики.

Контрольні запитання

1. Які експлуатаційні властивості транспортних засобів безпосередньо пов'язані з рухом, а які – ні?
2. Що визначають тягово-швидкісні властивості транспортного засобу?
3. Чому тягово-швидкісні властивості транспортного засобу і параметри паливної економічності є важливими економічними показниками роботи транспорту?
4. Що таке швидкісна характеристика двигуна?
5. Які параметри трансмісії важливі для тягово-швидкісних розрахунків?
6. Які характерні радіуси ведучих коліс розглядаються під час розрахунків тягово-швидкісних параметрів?
7. Що визначає коефіцієнт опору дороги?
8. Що таке поздовжній коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою?
9. Що визначає момент інерції колеса?
10. З яких основних сил складається тяговий баланс автомобіля?
11. Яким чином залежить сила тяги на ведучих колесах від умов зчеплення коліс з дорожнім покриттям?
12. Як залежить сила опору повітря від швидкості автомобіля?
13. З яких компонент складається сила сумарного опору дороги?
14. Що таке коефіцієнт сумарного опору дороги?

15. Що таке тягова характеристика автотранспортного засобу?
16. Які задачі можна розв'язувати за допомогою тягової характеристики?
17. Що таке динамічний фактор і динамічна характеристика?
18. Які задачі можна розв'язувати за допомогою динамічної характеристики?
19. З якою метою вводиться динамічний фактор за зчепленням?
20. Що належить до швидкісної характеристики автотранспортного засобу?
21. Яку інформацію можна отримати з графіка прискорень?
22. Що таке час розгону автомобіля?
23. Що таке шлях та інтенсивність розгону автомобіля?
24. Які методи чисельного інтегрування використовуються для розв'язання диференційного рівняння руху?
25. Що називається вибігом автомобіля?
26. Чим відрізняються диференційне рівняння руху під час вибігу від відповідного рівняння для розгону?
27. Що таке час і шлях вибігу?
28. Назвіть компоненти потужнісного балансу автомобіля.
29. Що називається запасом потужності?

Задачі

Задача 1.1. Карбюраторний двигун розвиває максимальну потужність $N_{max} = 140$ кВт за частоти обертання колінчастого вала $n_N = 5600$ об/хв.

Який максимальний крутний момент здатний розвивати такий двигун і за якої частоти обертання він реалізується? (Вказівка: скористатись формулою С. Р. Лейдермана (1.2)).

Задача 1.2. Частота обертання колінчастого вала двигуна $n_e = 2500$ об/хв, передавальне число головної передачі $u_0 = 7$, змінної передачі $u_3 = 2,5$, радіус кочення колеса $r_k = 0,5$ м.

Знайти швидкість автомобіля.

Задача 1.3. Розрахувати силу тяги на ведучих колесах автомобіля, якщо крутний момент на валу двигуна $M_e = 1$ кН·м,

передавальне число головної передачі $u_0 = 6$, змінної передачі $u_2 = 4$, коефіцієнт корисної дії трансмісії $\eta_m = 90\%$, динамічний радіус колеса $r_d = 0,5$ м.

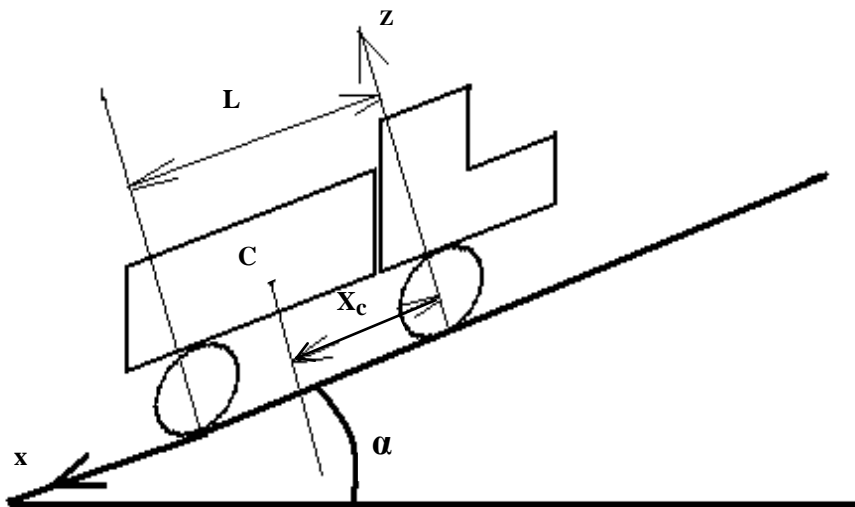
Вважати, що тягове зусилля повністю реалізується в даних дорожніх умовах.

Задача 1.4. У таблиці задано значення динамічного фактора автомобіля за різних значень його швидкості на певній передачі.

D	0,25	0,26	0,24
$V, \text{ м/с}$	2,6	3,0	3,5

Який максимальний підйом i на якій швидкості здатний подолати автомобіль на цій передачі в заданих дорожніх умовах, якщо тягове зусилля на ведучих колесах реалізується повністю, а коефіцієнт опору коченню становить $f = 0,03$?

Задача 1.5. Автомобіль намагається подолати підйом ухилу $\alpha = 18^\circ$.



Пояснення до задачі 5

Вихідні дані для розрахунків:

- повна маса автомобіля $m_n = 15$ т;
- база $L = 3,5$ м;
- положення центра мас $x_c = 3$ м;
- радіус колеса $r_k = 0,5$ м;

- крутний момент на валу двигуна $M_e = 2,5 \text{ кН}\times\text{м}$;
- частота обертань двигуна $n_e = 2000 \text{ об/хв}$;
- коефіцієнт корисної дії трансмісії $\eta_m = 0,9$;
- передавальне число головної передачі $u_0 = 6$;
- передавальне число поточної передачі $u_k = 3$;
- коефіцієнт аеродинамічного опору $C_x = 2$;
- лобова площа автомобіля $F_a = 5 \text{ м}^2$;
- щільність повітря $\rho_n = 1,2 \text{ кг/м}^3$;
- прискорення вільного руху $g = 9,8 \text{ м/с}^2$;
- коефіцієнт опору коченню $f = 0,09$;
- коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою $\varphi_x = 0,4$.

Чи може автомобіль у заданих умовах руху подолати підйом?
 Як зміниться результат, якщо коефіцієнт зчеплення φ_x збільшиться до 0,9?

Розділ 2. ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Собівартість автомобільних перевезень значною мірою залежить від *паливної економічності АТЗ*, тобто інтенсивності витрати палива під час руху автомобіля. З практики перевезень бачимо, що вартість витраченого палива може сягати 40 % від усіх витрат на перевезення.

У багатьох країнах паливна економічність традиційно визначається таким параметром, як *витрата палива на одиницю пройденого шляху* Q'_s (вимірюється, як правило, у [л/100 км] або в [кг/100 км]). З економічного погляду більш показовим параметром є витрата палива на одиницю транспортної роботи Q_{mp} (вимірюється у [л/т×км] чи в [кг/т×км]):

$$Q_{mp} = \frac{Q'_s}{100 \times m_g}, \quad (2.1)$$

де m_g – маса вантажу в тоннах.

Недоліком розглянутих показників є те, що вони не враховують ефективність використання палива для реалізації необхідних тягово-швидкісних характеристик АТЗ. Для врахування означеного фактора вводять такий параметр, як *питома ефективна витрата палива* g_e , тобто маса палива, що витрачається за одиницю часу на одиницю ефективної потужності двигуна. Знаючи g_e , можна знайти витрату палива на одиницю вибігу (шляхову витрату палива):

$$Q'_s = \frac{100 \times g_e \times N_{ep}}{\rho_n \times V}, \quad (2.2)$$

де Q'_s – витрата палива, л/100 км;

g_e – питома ефективна витрата, г/кВт×год;

N_{ep} – ефективна (реалізована) потужність двигуна, кВт;

ρ_n – щільність палива, г/л;

V – швидкість, км/год.

Параметр g_e у формулі (2.3) визначається в такий спосіб:

$$g_e = g_N \times K_{об} \times K_{ен}. \quad (2.3)$$

Тут g_N – питома витрата палива під час роботи двигуна в режимі максимальної потужності N_{max} (див. рис. 2.1);

$K_{об}$ і $K_{ен}$ – коефіцієнти, що враховують зміну питомої витрати палива залежно від частоти обертання колінчастого вала і ступеня використання потужності двигуна B_n відповідно.

Ступенем використання потужності двигуна називають відношення реалізованої потужності АТЗ під час руху N_{ep} до повної потужності N_e за зовнішньою характеристикою в режимі повної подачі палива:

$$B_n = \frac{N_{ep}}{N_e}. \quad (2.4)$$

Величина N_{ep} – це частка потужності двигуна, що витрачається на подолання опору дороги, повітря та інерції, зважаючи на втрати потужностей у трансмісії:

$$N_{ep} = \frac{N_w + N_{\psi} + N_j}{\eta_m}. \quad (2.5)$$

З урахуванням (2.4) і (2.5) формула для B_n набуває вигляду:

$$B_n = \frac{N_w + N_{\psi} + N_j}{\eta_m \times N_e}. \quad (2.6)$$

Типовий вигляд залежності $K_{ен} = K_{ен}(B_n)$ зображено на рис. 2.1.

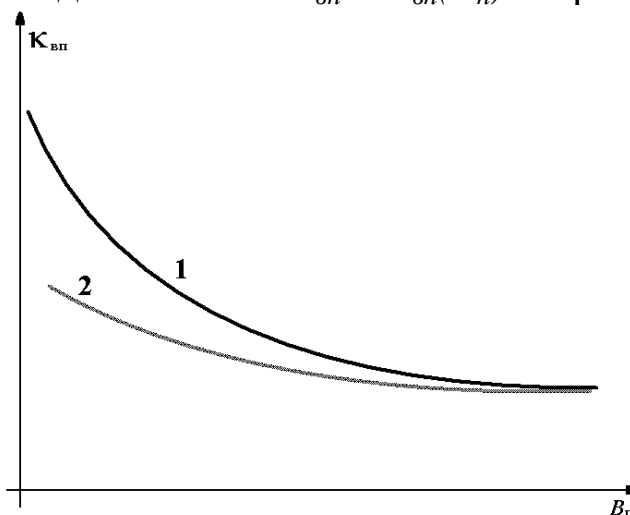


Рис. 2.1. Графік залежності $K_{ен} = K_{ен}(B_n)$ для бензинових двигунів (1); для дизельних двигунів (2)

З аналізу графіка випливає, що за невеликих значень коефіцієнта використання потужності B_n питома витрата палива для бензинових двигунів у 2,5–3 рази більша, ніж за повного використання потужності (для дизельних двигунів ця різниця менша і становить $\sim 1,5$ рази).

Щодо залежності величини g_e від частоти обертань колінчастого вала (враховується в коефіцієнті $\kappa_{об}$), то її варіація не така значна і не перевищує 15–20 %.

Для практичного застосування формули (2.2) необхідно знати конкретний вигляд залежностей $\kappa_{en} = \kappa_{en}(B_n)$ та $\kappa_{об} = \kappa_{об}(n_e/n_N)$, які для кожного типу двигуна можливо отримати в результаті стендових випробувань. Для наближених розрахунків використовують певні емпіричні залежності, отримані з аналізу статистичних даних таких випробувань за методом апроксимації. В літературі наводяться різні формули, наприклад, засновані на апроксимації поліномами третього степеня:

$$\kappa_{en} = a_0 + a_1 \times B_n + a_2 \times (B_n)^2 + a_3 \times (B_n)^3, \quad (2.7)$$

$$\kappa_{об} = b_0 + b_1 \times \left(\frac{n_e}{n_N}\right) + b_2 \times \left(\frac{n_e}{n_N}\right)^2 + b_3 \times \left(\frac{n_e}{n_N}\right)^3. \quad (2.8)$$

У формулі (2.7) для бензинових двигунів беруть $a_0 = 3,27$, $a_1 = -8,22$, $a_2 = 9,13$, $a_3 = -3,18$; для дизельних двигунів $a_0 = 1,2$, $a_1 = 0,14$, $a_2 = -1,8$, $a_3 = 1,46$. У формулі (2.8) для всіх типів двигунів $b_0 = 1,25$, $b_1 = -0,99$, $b_2 = 0,98$, $b_3 = -0,24$.

Паливно-економічна характеристика АТЗ являє собою залежність витрати палива на одиницю пробігу Q'_s від швидкості автомобіля V для сталих режимів руху. Оскільки величина N_{ψ} , що входить до складу формули (2.5) для ефективної потужності N_{ep} , залежить від сумарного опору дороги ψ , то паливно-економічна характеристика є параметричним сімейством кривих, що залежить від параметра ψ (рис. 2.2).

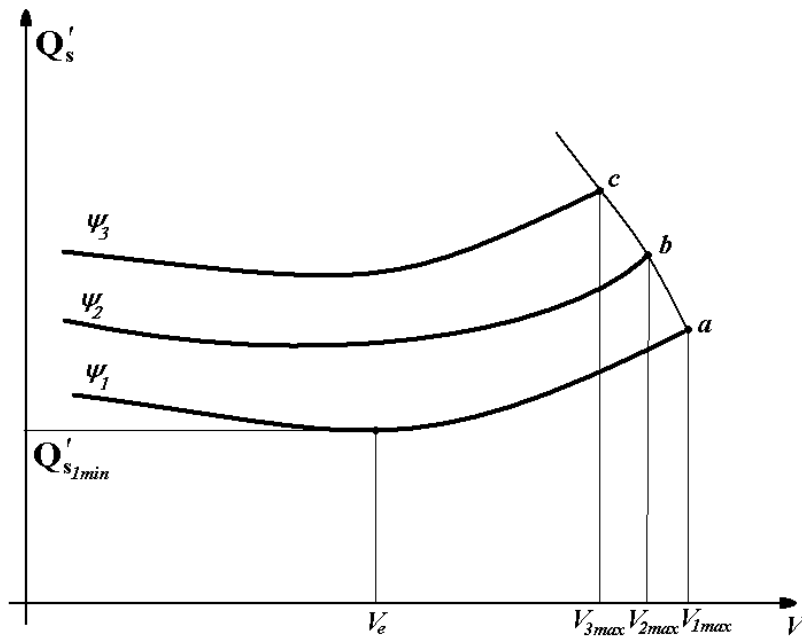


Рис. 2.2. Паливно-економічна характеристика автомобіля

Зрозуміло, що витрата палива суттєво залежить від номера передачі, на якій здійснюється рух. Із графіка потужнісного балансу (рис. 2.3) бачимо, що найбільший ступінь використання потужності для усталеного руху буде на передачі з найвищим номером серед усіх передач, на яких можливий рух із заданою швидкістю (на рис. 2.3 на першій передачі $B_{n1} = be/ab$, на другій $B_{n2} = bd/ab$, на третій $B_{n3} = bc/ab$, $B_{n1} < B_{n2} < B_{n3}$).

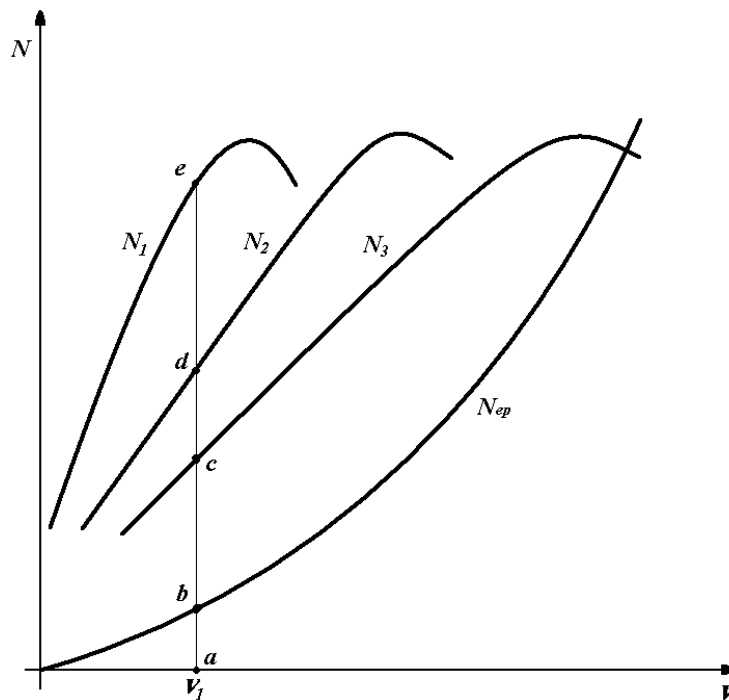


Рис. 2.3. Визначення коефіцієнта використання потужності під час усталеного руху на різних передачах

Тому паливно-економічну характеристику будують для найвищої можливої передачі під час руху в заданих дорожніх умовах.

На графіку паливно-економічної характеристики можна виділити дві характерні точки (рис. 2.2). Одна точка відповідає швидкості з мінімальною витратою палива (V_e), друга – максимально можливій швидкості за даних дорожніх умов (праві крайні точки кривих a, b, c). Перша точка відповідає найбільш економічному режимові руху, друга – найбільш швидкісному. Оскільки на практиці важливим критерієм є не тільки паливна економічність, але й час доставки вантажів (пасажирів), то насправді реалізується певний компромісний режим, що поєднує високу швидкість руху з прийнятним рівнем паливної економічності.

Методика побудови паливно-економічної характеристики під час руху автомобіля в заданих дорожніх умовах, що характеризуються певним значенням сумарного коефіцієнта опору ψ , є такою. Спочатку визначаємо максимальний номер передачі, на якій може здійснюватись рух у заданих дорожніх умовах, і швидкісний діапазон $[V_{min}, V_{max}]$, в якому може варіюватися швидкість під час руху на даній передачі. Цей відрізок $[V_{min}, V_{max}]$ розглядаємо як діапазон зміни незалежної змінної V . Розбиваємо цей діапазон на часткові відрізки $[V_0 = V_{min}, V_1], [V_1, V_2], \dots, [V_{n-1}, V_n = V_{max}]$. Для кожного значення $V_i, i = 0, 1, 2, \dots, n$, враховуючи формулу (1.26), знайдемо відповідну частоту обертання колінчастого вала n_{ei} та за швидкісною характеристикою двигуна (1.2) отримаємо відповідну повну потужність двигуна N_{ei} .

Значення реалізованої потужності N_{epi} для відповідного значення V_i отримаємо за формулою (2.5), заклавши у неї $N_j = 0$, оскільки розглядається режим сталого руху. Знаючи N_{ei} і N_{epi} , з формули (2.4) знайдемо відповідне значення коефіцієнта використання потужності двигуна B_{ni} . За знайденими B_{ni} та n_{ei} , враховуючи формули (2.7), (2.8), знайдемо відповідні значення коефіцієнтів κ_{eni} та $\kappa_{оби}$, які підставимо у формулу (2.3) для знаходження g_{ei} . Нарешті, з формули (2.2) знайдемо шукане значення витрати палива Q'_{si} .

Контрольні запитання

1. Чому паливна економічність є важливим економічним показником автомобільних перевезень?
2. Які існують показники паливної економічності?
3. Від чого залежить питома ефективна витрата палива?
4. Що таке ступінь використання потужності двигуна?
5. Як залежить питома витрата палива від ступеня використання потужності для різних типів двигунів?
6. Як на практиці визначаються коефіцієнти, що враховують зміну питомої витрати палива від частоти обертання колінчастого вала і ступеня використання потужності двигуна?
7. Що таке паливно-економічна характеристика автотранспортного засобу?
8. Як залежить витрата палива від передачі, на якій здійснюється рух?
9. Які характерні точки можна виділити на графіку паливно-економічної характеристики? Яким режимам руху відповідають ці точки?
10. Яка методика побудови паливно-економічної характеристики автотранспортного засобу?

Задачі

Задача 2.1. Знайти шляхову витрату палива легковим автомобілем вагою $m = 1200$ кг за швидкостей руху 60 км/год і 120 км/год (відповідні значення коефіцієнта опору коченню f дорівнюють 0,015 та 0,018 відповідно).

При цьому:

- максимальна потужність карбюраторного двигуна $N_{max} = 25$ кВт досягається за частоти обертання $n_N = 5000$ об/хв;
- питома ефективна витрата палива в режимі максимальної потужності становить $g_N = 250$ г/кВт·год;
- коефіцієнт корисної дії трансмісії $\eta_m = 0,9$;
- передавальне число головної передачі $u_0 = 6$,
- передавальне число поточної передачі $u_k = 1$;
- коефіцієнт аеродинамічного опору $C_x = 0,7$;
- лобова площа автомобіля $F_a = 2$ м²;

- щільність повітря $\rho_{нов.} = 1,2 \text{ кг/м}^3$;
- радіус коліс $r = 0,3 \text{ м}$;
- щільність палива $\rho_n = 0,75 \text{ кг/л}$.

Задача 2.2. У таблиці наведені значення зовнішньої швидкісної характеристики дизельного двигуна.

N_e , кВт	240	260	250
n_e , об/хв	2000	3200	4200

Знайти швидкість сталого руху та шляхову витрату палива під час руху на підйом з ухилом $\alpha = 1^\circ$ з найбільш економічною швидкістю, якщо:

- вага автомобіля $m = 5 \text{ т}$;
- питома ефективна витрата палива в режимі максимальної потужності $g_N = 250 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$;
- коефіцієнт корисної дії трансмісії $\eta_m = 0,9$;
- передавальне число головної передачі $u_0 = 6$;
- передавальне число поточної передачі $u_k = 1$;
- коефіцієнт аеродинамічного опору $C_x = 1$;
- лобова площа автомобіля $F_a = 3 \text{ м}^2$;
- щільність повітря $\rho_{нов.} = 1,2 \text{ кг/м}^3$;
- радіус коліс $r = 0,5 \text{ м}$;
- коефіцієнт опору коченню $f = 0,015$;
- щільність палива $\rho_n = 0,8 \text{ кг/л}$.

Предметний покажчик

Вибігу	
– час.....	34
– шлях.....	34
Двигуна	
– зовнішня швидкісна характеристика.....	9
– момент інерції обертових частин.....	10
– ступінь використання потужності.....	42
Динамічна характеристика.....	20
Динамічний фактор.....	19
Динамічний фактор за зчепленням.....	24
Колеса	
– вільний радіус.....	12
– динамічний радіус.....	12
– кочення радіус.....	13
– момент інерції.....	14
– поздовжній коефіцієнт зчеплення.....	14
– статичний радіус.....	12
Коефіцієнт	
– аеродинамічного опору.....	16
– врахування обертових мас.....	18
– опору коченню.....	13, 17
– сумарного опору дороги.....	17
Критична швидкість.....	22
Лейдермана формула.....	10
Палива витрата	
– питома ефективна.....	41
– шляхова.....	41
Паливно–економічна характеристика.....	43
Передавальні числа коробки передач.....	11
Потужнісний баланс.....	35
Розгону	
– інтенсивність.....	31, 32
– час.....	26, 31
– шлях.....	31, 33

Сила	
– інерції.....	18
– опору коченню.....	17
– опору підйому.....	17
– опору повітря.....	16
– сумарного опору дороги.....	17
– тяги на ведучих колесах.....	15
Трансмісії	
– коефіцієнт корисної дії.....	11
– момент інерції.....	11
Тяговий баланс.....	15
Швидкісна характеристика.....	25

Рекомендована література

1. Автомобілі: тягово-швидкісні властивості та паливна економічність : навч. посібник / В. П. Сахно, Г. Б. Безбородова, М. М. Маяк, С. М. Шарай. – К. : Видавництво КВІЦ, 2004. – 174 с.
2. Анопченко В. Г. Практикум по теории движения автомобиля : учеб. пособие / В. Г. Анопченко. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 83 с.
3. Вахламов В. К. Автомобили: эксплуатационные свойства : учебник / В. К. Вахламов. – М. : Академия, 2006. – 240 с.
4. Волков В. П. Теорія руху автомобіля : підручник / В. П. Волков, Г. Б. Вільський. – Суми : Університетська книга, 2010. – 320 с.
5. Грифф М. Н. Краткий автомобильный справочник: справочное издание / М. Н. Грифф, И. А. Венгеров, В. С. Олитский. – М. : Автополис-плюс, 2004. – 448 с.
6. Дьяков И. Ф. Сборник задач и упражнений по теории автомобиля / И. Ф. Дьяков. – Ульяновск : УлГТУ, 2002. – 99 с.
7. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля : навч. посібник / А. П. Солтус. – К. : Арістей, 2006. – 176 с.
8. Тарасик В. П. Теория движения автомобиля : учебник / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.

Додатки

Додаток 1

Значення коефіцієнтів A_1, A_2 для різних типів двигунів

Тип двигуна	A_1	A_2
Бензиновий	1	1
Дизельний з нерозділеною камерою згоряння	0,5	1,5
Дизельний з передкамерою	0,6	1,4
Дизельний з вихровою камерою	0,7	1,3

Додаток 2

Момент інерції J_0 обертових частин двигуна (у зборі зі зчепленням)

Модель двигуна	Момент інерції, кг·м ²	Примітка
МЕМЗ-966	0,0763	
МЕМЗ-969, 969А	0,0883	
МЕМЗ-968, 968А	0,1128	
ВАЗ-2101	0,1256	
ВАЗ-21031 (2106) *	0,1103	* з перв. валом КП
М-407, 408	0,1470	
М-412	0,1540	
ГАЗ-69, М-20	0,4140	
ГАЗ-21, 24Д, ЗМЗ-451	0,3400	
ГАЗ-52-01, 52-04, 652	0,4709	
ЗМЗ-53, 66, 672 *	0,5500	* у тому числі маховика – 0,6770
ЗИЛ-157К, 157ДД64А *	1,043	* для ЗИС-120, ЗИС-121-1,276
ГАЗ-69, М-20	0,4140	
ГАЗ-21, 24Д, ЗМЗ-451	0,3400	
ГАЗ-51, 52-01, 52-04, 652	0,4709	
ЗМЗ-53, 66, 672 *	0,5500	* у тому числі маховика = 0,677
ЗИЛ-157К, 157Д, 164А *	1,043	* для ЗИС-120, ЗИС-121 = 1,276
ЗИЛ-130: 130Я5, 131	0,864	
ЯАЗ-М204А	3,040	
ЯМЗ-236	2,600	
ЯМЗ-238, 238Е	4,660	
КаМАЗ-740, 7401 *	1,269	* без зчеплення й перв. вала КП

Значення коефіцієнтів J_0 та k_d для різних типів двигунів

Тип двигуна	J_0 , кг·м ²	k_d , кг/м ⁴
Бензиновий	0,05	50 000
Дизельний	0,1	60 000

Діапазон значень механічного ККД трансмісії для різних типів АТЗ

Тип АТЗ	η_m
Легкові автомобілі та АТЗ на їхній базі	0,92–0,95
Вантажні автомобілі та АТЗ на їхній базі з одинарною головною передачею	0,85–0,92
Вантажні автомобілі та АТЗ на їхній базі з подвійною головною передачею й автомобілі з колісною формулою 4x4	0,83–0,85
Тривісні вантажні автомобілі та АТЗ на їхній базі з приводом на два мости (колісна формула 6x4)	0,80–0,83
Тривісні вантажні автомобілі та АТЗ на їхній базі з колісною формулою 6x6	0,78–0,80

Значення коригуючого коефіцієнта $k_{тр}$

Колісна формула автомобіля	$k_{тр}$
4x2, 4x4, 6x4	0,35
6x6	0,5
8x8	0,8

**Значення коефіцієнта зчеплення ϕ_x для різних типів
дорожнього покриття**

Дорожнє покриття	Стан	Коефіцієнт зчеплення
Асфальтобетон	Сухий	0,7 ÷ 0,8
	Мокрий	0,45 ÷ 0,55
Бруківка	Сухий	0,4 ÷ 0,55
Щебеневе	Сухий	0,5 ÷ 0,7
	Мокрий	0,3 ÷ 0,5
Ґрунтова дорога	Сухий	0,4 ÷ 0,6
	Мокрий	0,2 ÷ 0,45
Пісок	Сухий	0,2 ÷ 0,4
	Мокрий	0,35 ÷ 0,5
Сніг укочений		0,15 ÷ 0,25
Гладкий лід		0,08 ÷ 0,2

Моменти інерції коліс

Розмір шини	Модель	Момент інерції, кг·м ²
6,15-13	11-151	0,569
6,45-13	11-130А	0,716
7,35-14		0,942
6,40-15		1,319
6,70-15		1,400
8,90-15		2,490
7,50-20 (220-508)	ИЯ-112	6,690
8,25-20 (340-508)	Я-271	8,330
9,00-20 (260-508)	М-103	11,96
10,00-20 (280-508)		14,78
11,00-20	АИ-56	16,677
12,00-20 (320-508)	М-93	19,250
14, 00-20	СИ-25	31,196
15,00-20 (380-508)	Я-190	42,540
1300x530-533 (широкопрофільна)	ВИ-3	40,200

Коефіцієнт C_x аеродинамічного опору автомобілів

Модель автомобіля	C_x	Модель автомобіля	C_x
1	2	3	4
Легкові автомобілі			
ЗАЗ-965А	0,48	ГАЗ-2402	0,32
ЗАЗ-966В, 968	0,56	ГАЗ-69А	0,56
ЛуАЗ-969А	0,64	УАЗ-469Б	0,62
ВАЗ-1111 Ока	0,407	ЗИЛ 41047 (лімузин)	0,61
ВАЗ-2101, 21011, 2106	0,45	Audi А6 (седан)	0,31
ВАЗ 2110	0,344	Mercedes S (седан)	0,363
ВАЗ-2102	0,40	Ford Galaxy (мінівен)	0,384
ВАЗ-2121	0,48	Toyota Land Cruiser (універсал)	0,568
Москвич-2138,2140	0,51	Opel Tigra (купе)	0,316
Москвич-2136, 2137	0,48	Volkswagen Golf (хетчбек)	0,33
Москвич-2141	0,445	Golf Variant (універсал)	0,365
ГАЗ-21Р	0,37		
ГАЗ-22В, 24	0,34		
Автобуси			
РАФ-977ДМ	0,56	КАВЗ-651Б	0,80
РАФ-2203	0,48	КАВЗ-685	0,72
УАЗ-4528	0,42	ЗИЛ-158В	0,64
ПАЗ-652Б	0,45	ЛАЗ-695Н	0,43
ПАЗ-672	0,48	ЛАЗ-697Н	0,43
ПАЗ-3201	0,61	ЛАЗ-699Н	0,42
Автомобілі-самоскиди			
ГАЗ-93А	0,96	ЗИЛ-ММЗ-555, 555К, 4202	0,96
ГАЗ-САЗ-53Б	0,88	МАЗ-503В, 5549	0,86
САЗ-3502, 3503	0,88	КрАЗ-25651	1,12
ЗИЛ-ММЗ-585	1,04	КамАЗ-5510, 55102, 5511	0,80
Вантажні бортові автомобілі			
УАЗ-451ДМ,452Д	0,80	ЗИЛ-157К	1,04
ГАЗ-51А	0,96	Урал-377,375Н,4320	1,04
ГАЗ-52-04, 53А	0,88	МАЗ-500А,514, 516	0,86

1	2	3	4
ГАЗ-66-01	0,80	КраЗ-257, 255Б	1,12
ЗИЛ-164А	1,04	КамАЗ-5320	0,8
ЗИЛ-130, 131,133Г1	0,96		
Сідлові тягачі			
ГАЗ-51П	0,96	КАЗ-608В	0,85
ГАЗ-52-06	0,88	МАЗ-504А, 504В, 509, 515Б	0,86
ЗИЛ-164АН, 157КВ	1,04	МоАЗ-546П	1,20
ЗИЛ-130В1, 131В	0,96	КраЗ-258Б1, 255В, 25511	1,12
Урал-377СН, 375СН	1,04	КамАЗ-5410	0,96
Автомобілі-фургони			
Москвич-2733, 2734	0,48	ГЗСА- 891, 3702, 950, 3704	1,04
ИЖ-2715	0,64	ГЗСА-3713	0,96
УАЗ-451М	0,42	ТА-943 Н	0,96
ЕрАЗ-762А	0,45	У-97	1,12

**Орієнтовні зміни коефіцієнта опору коченню f_0
для різних типів дорожнього покриття**

Тип і стан дорожнього покриття		f_0
Асфальтобетонна і цементобетонна дорога	у доброму стані	0,007 ÷ 0,015
	у задовільному стані	0,015 ÷ 0,02
Гравійна дорога в доброму стані		0,02 ÷ 0,025
Бруківка у доброму стані		0,025 ÷ 0,03
Ґрунтова дорога	суха укочена	0,025 ÷ 0,03
	після дощу	0,05 ÷ 0,15
	у період бездоріжжя	0,10 ÷ 0,25
Пісок	сухий	0,1 ÷ 0,3
	сирий	0,06 ÷ 0,15
Укочена снігова дорога		0,03 ÷ 0,05
Зледеніла дорога, лід		0,015 ÷ 0,03
Пухкий сніг		0,1 ÷ 0,3

Навчальне видання

*Анатолій Валентинович СОХАЦЬКИЙ,
Олександр Володимирович ТРОФІМОВ,
Олександр Дмитрович ФІРСОВ*

ДИНАМІКА АВТОМОБІЛЬНИХ ТА ІНШИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Частина I

**ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ВЛАСТИВОСТІ
АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.
ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ**

Редактори: *Т. П. Дерев'янка, Л. І. Малигіна,
О. О. Смирнова, І. В. Орищій*

Комп'ютерна верстка: *О. О. Іщенко, Т. Г. Пунтус*

**Підписано до друку 05.12.2018. Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 3,44. Облік.-вид. арк. 3,06. Наклад 300 прим.
Замовлення № 142.**

**Дніпро: Університет митної справи та фінансів
(свідоцтво про видавничу діяльність ДК № 6198 від 24.05.2018 р.)
49000, м. Дніпро, вул. Володимира Вернадського, 2/4**