

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

Методичні вказівки
до виконання курсового проекту з
дисципліни **“Автомобілі. Робочі процеси та
основи розрахунку”**
для студентів спеціальності 7.090258
“Автомобілі та автомобільне господарство”

Затверджено
на засіданні методичної
ради університету
Протокол № ___ від _____

Вінниця 2013

Завдання на курсовий проект видається індивідуально кожному студенту і включає такі вихідні дані:

- автомобіль –прототип;
- вантажопідйомність M_e , кН (або пасажиромісткість n_n , чол. визначається зп прототипом);
- максимальна швидкість $V_{a \max}$, м/сек.;
- коефіцієнт опору дороги при максимальній швидкості ψ_r ;
- цільове призначення автомобіля та умови його експлуатації;
- назва вузлів автомобіля, конструкції яких необхідно розробити.

Завдання на курсовий проект складається викладачем - керівником проекту і затверджується завідувачем кафедри. Зразок завдання представлений в додатку № 1.

Мета курсового проекту полягає в закріпленні знань з теорії і конструкції автомобілів, надбанні практичних навичок у визначенні показників експлуатаційних властивостей транспортних засобів і оцінюванні досконалості конструкції механізмів і систем автомобіля і автомобіля в цілому.

Курсовий проект складається з розрахунково-пояснювальної записки об'ємом до 60 сторінок рукописного тексту на листах паперу форматом А4 (поля: 25 мм - зліва; по 20 мм - зверху і знизу; 10 мм - справа) і графічної частини: 1 лист - графіки, 2 листа - креслення конструкцій (формат А1).

Оформлення розрахунково-пояснювальної записки і графічної частини повинно відповідати вимогам діючих стандартів.

1. АНАЛІЗ ВИХІДНИХ ДАНИХ ТА РОЗРОБКА КОМПОНУВАЛЬНОЇ СХЕМИ АВТОМОБІЛЯ

Вихідні дані на курсовий проект потрібно проаналізувати і, при необхідності, уточнити. На основі даних для проектування автомобіля описати умови його експлуатації і розробити основні вимоги, яким повинна відповідати конструкція автомобіля.

Розробка компоувальної схеми автомобіля включає визначення параметрів маси автомобіля (автопоїзда), визначення кількості осей і колісної формули, уточнення компоувальної схеми і навантажень на осі.

1.1 Вибір і обґрунтування основних параметрів автомобіля.

Аналіз найближчих аналогів і обґрунтування вибору параметрів АТЗ

Таблиця 1.1 - Параметри, що характеризують експлуатаційні і технічні якості найближчих аналогів

| Параметри | Найближчі аналоги (модель АТЗ) | | | |
|--|-----------------------------------|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 1. Вид авто | | | | |
| 2. Компонувальна схема | | | | |
| 3. Максимальна маса вантажу, що перевозиться, кг | | | | |
| 4. Споряджена маса m_0 , кг | | | | |
| 5. Повна маса m_a , кг | | | | |
| 6. Максимальна швидкість V_{max} , км/г | | | | |
| 7. Час розгону з місця до 60 (100) км/г | | | | |

| | | | | |
|---|--|--|--|--|
| 8. Максимальна потужність двигуна N_{\max} , кВт | | | | |
| 9. Частота обертання колінчастого валу при максимальній потужності N_{\max} , об/хв | | | | |
| 10. Максимальний момент M_{\max} , Нм | | | | |
| 11. Частота обертання колінчастого валу двигуна при максимальному моменті N_M , об/хв | | | | |
| 12. Зчеплення | | | | |
| 13. Коробка передач | | | | |
| 14. Додаткова коробка | | | | |
| 15. Головна передача | | | | |
| 16. Передаточні числа коробки передач | | | | |
| $U_{k1} - U_{kn}$ | | | | |
| 17. Передаточне число додаткової коробки | | | | |
| 18. Передаточне число головної передачі | | | | |
| 19. Число осей | | | | |
| з них ведучих | | | | |
| 20. Розмір шин | | | | |
| 21. Статичний радіус колеса з навантаженням r_c , м | | | | |
| 22. Габаритна висота H , м | | | | |
| 23. База L , м | | | | |
| 24. Коля передніх коліс B | | | | |
| 25. Коефіцієнт опору повітря K_w , $\text{Нс}^2/\text{м}^4$ | | | | |
| 26. Коефіцієнт корисної дії трансмісії | | | | |

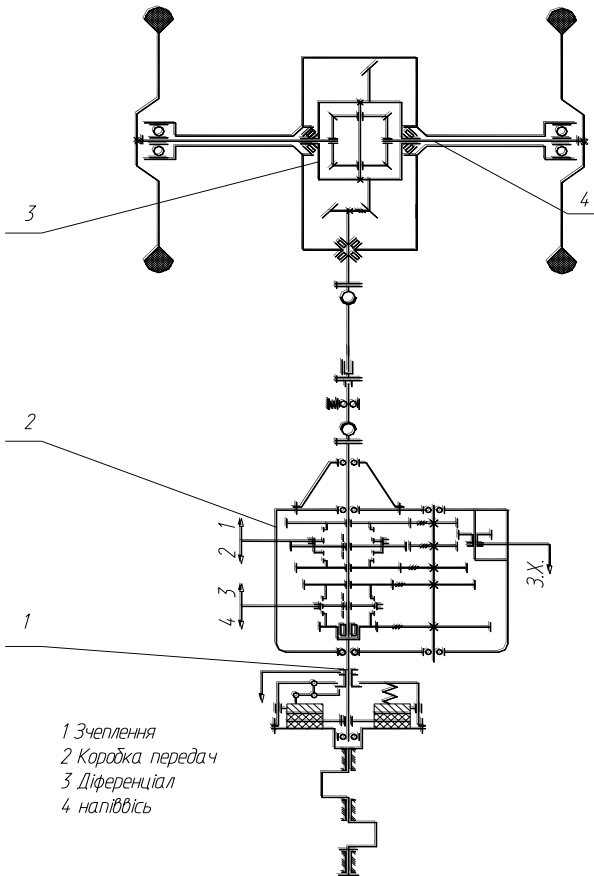


Рисунок 1 – Кінематична схема автомобіля

1.1.1 Визначення параметрів маси

Власну масу вантажного автомобіля визначають на основі статистичної обробки параметрів мас існуючих автомобілів даного типу з урахуванням факторів, які можуть здійснити вплив на вибір маси.

Власну масу вантажного автомобіля визначають із співвідношення:

$$M_o = M_e \cdot q \quad (1)$$

де M_e - вантажопідйомність автомобіля, т;

q - коефіцієнт тари.

Орієнтовні значення коефіцієнта тари неповноприводних автомобілів з колісними формулами 4x2 і 6x4 можна знайти, використовуючи графік залежності $q = f(M_e)$ (рис1).

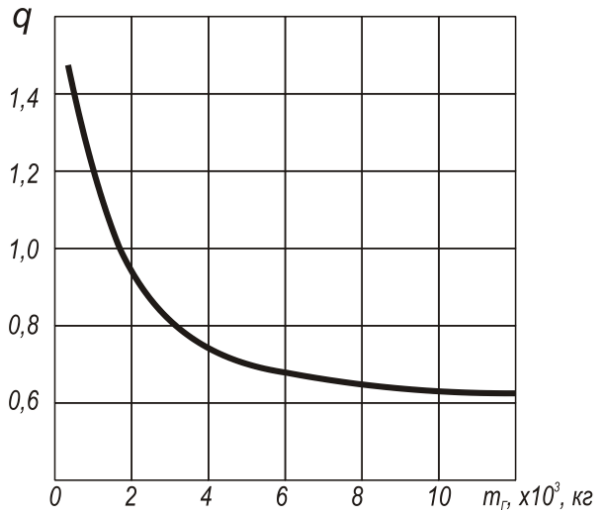


Рис 1. Залежність коефіцієнта q від вантажопідйомності

Враховуючи дані технічних характеристик повноприводних вантажних автомобілів, автопоїздів (додаток № 2), орієнтовні значення коефіцієнта q можна визначити за табл. 1, 2.

Таблиця 1

**Орієнтовні значення коефіцієнта тари q для
повноприводних автомобілів**

| Колісна формула | 4x4 | 6x6 | 8x8 |
|-----------------|-----------|-----------|-----------|
| q | 1,6...1,7 | 1,4...1,5 | 1,3...1,4 |

Орієнтовні значення коефіцієнта тари q для сидельних і причіпних автопоїздів загального призначення

| | | | | | |
|----------|-------|-----------|-------------|---------|-----------|
| Тягач | M_e | 6 | 8 | 10 | 12 |
| 4x4, 6x6 | Q | 1,0 | 0,95 | 0,9 | 0,85 |
| Тягач | M_e | 7...13 | 14...20 | 23...26 | 34...48 |
| 4x2, 6x4 | Q | 0,9...0,8 | 0,75...0,68 | 0,65 | 0,6...0,5 |

Власна маса легкових автомобілів визначається в залежності від робочого об'єму двигуна, а власна маса автобусів - в залежності від їх довжини і призначення, на основі даних їх технічних характеристик.

Повна маса автомобіля визначається із виразів:

- вантажного автомобіля

$$M_a = M_o + M_e \quad (2)$$

- легкового автомобіля, автобуса

$$M_a = M_o + M_{gl} + M_n \quad (3)$$

де M_e - маса вантажу, т;

$M_{gl} = 10n$ - маса вантажу (багажу) легкового автомобіля, кг;

$M_n = 75n$ - маса пасажирів (разом з водієм), кг;

n - кількість пасажирів.

1.2. Визначення кількості осей автомобіля

Розподіл навантаження по мостах необхідно визначити для підбору шин, а також для визначення максимально можливої по зчепленню тягової сили, величина якої використовується для вибору передаточного числа нижчої передачі трансмісії. Для вантажних автомобілів розподіл навантажень між мостами залежить, головним чином, від того, для яких доріг вони призначені.

При цьому, перш за все, виходять із урахування єдиних норм вагових обмежень для вантажних автомобілів, автопоїздів і автобусів, зумовлених міцністю дорожніх покриттів, передбачених відповідними дорожніми стандартами (табл. 3).

**Допустимі осьові навантаження для автомобілів,
автопоїздів і автобусів, кН**

| Вісь, тип автомобіля | Група доріг | |
|---|-----------------------|----------------------|
| | А | Б |
| Одинарна некерована | 100 | 60 |
| Одинарна керована (орієнтовно) | 60 | 45 |
| Одинарна некерована: - автомобілів-самоскидів, виготовлених на базі: - 2-вісних автомобілів - автобусів | - - - | 65 70 |
| Спарені при відстані між ними, м: - 1,0...1,24 - 1,25...1,39 - 1,4...2,5 - > 2,5 | 70 80 90 100 | 45 50 55 60 |

Враховуючи те, що більшість доріг нашої країни належить до категорії Б, автомобіль, що проектується, повинен відповідати цим вимогам. Тоді кількість осей можна визначити із виразу:

$$n = \frac{G_a - k \cdot G_k}{G_\partial} + k \quad (4)$$

де k - кількість керованих осей;

G_k - вагове навантаження на керовану вісь;

G_∂ - допустиме вагове навантаження на некеровану вісь в залежності від типу автомобіля, групи доріг і відстані між осями.

При виборі кількості ведучих осей слід також враховувати, що при їх мінімальній кількості спрощується трансмісія автомобіля і збільшується її механічний ККД.

Мінімальну кількість ведучих осей n_{\min} визначають із умови можливості усталеного руху автомобіля при мінімальній швидкості в заданих дорожніх умовах по зчепленню:

$$n_{b \min} \geq \frac{G_a \cdot \psi_{\max}}{m_{зр} \cdot G_d \cdot \phi_{розр}} \quad (5)$$

де $G_a = M_a \cdot g$ - сила ваги автомобіля;

g - прискорення сили ваги;

$m_{зр}$ - коефіцієнт зміни нормальної реакції дороги на ведучі колеса автомобіля при русі в тяговому режимі;

ψ_{\max} - коефіцієнт сумарного опору дороги (максимальне значення для заданих дорожніх умов) $\psi_{\max} = (f+i)_{\max}$, де f - коефіцієнт опору коченню; i - коефіцієнт поздовжнього ухилу дороги);

$$m_{розр} = 1 / (1 - 0,3 \phi_{розр}) \quad (6)$$

$\phi_{розр}$ - коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з полотном дороги в несприятливих умовах ($\phi_{розр} = 0,15 \dots 0,4$).

Величину ψ_{\max} вибирають із табл. 4.

Таблиця 4

Орієнтовні значення коефіцієнтів f , ψ_{\max} і ухилів i

| Показник | Категорія дороги | | | | |
|--|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|
| | I | II | III | IV | V |
| Середній коефіцієнт опору коченню, f | 0,012 | 0,012 | 0,012* (0,015) | 0,020 | 0,03...0,05 |
| Найбільші поздовжні ухили, i | 0,03 (0,04...0,06) | 0,04 (0,05...0,07) | 0,05 (0,06...0,08) | 0,06 (0,07...0,09) | 0,07 (0,09...0,1) |
| ψ_{\max} | 0,072 | 0,082 | 0,095 | 0,110 | 0,150 |

* - дані для капітальних покриттів;

(...) - дані для важких ділянок в пересіченій і гірській місцевостях.

1.3. Уточнення компонування і вагових навантажень на осі автомобіля

Розробка компоувальної схеми автомобіля включає оптимізацію взаємного розміщення кабіни, двигуна і кузова (багажника), виходячи із цільового призначення і умов експлуатації автомобіля, що проектується.

Типові компоувочні схеми автомобілів представлені на рис.2,3.

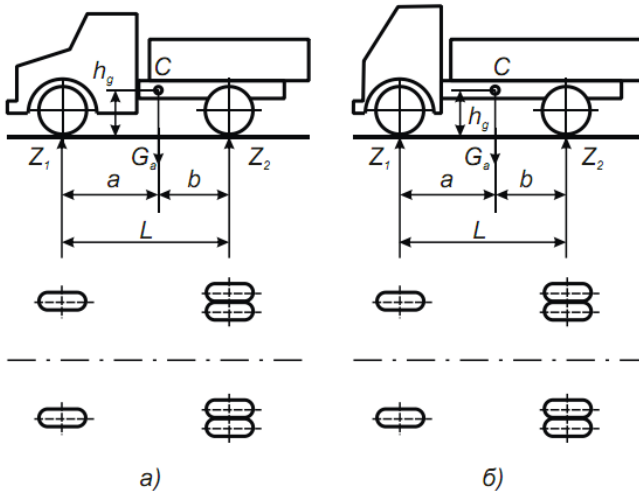


Рис 2. Компоувочні схеми двоосних автомобілів.
а – з кабіною за двигуном; б – з кабіною над двигуном

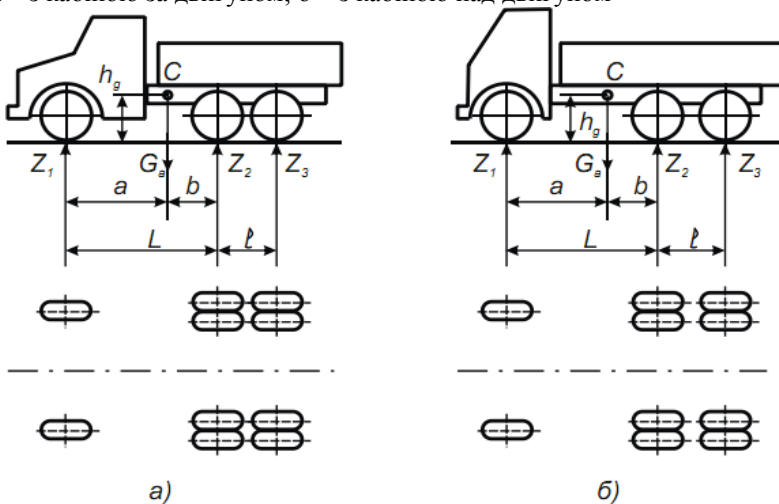


Рис 2. Компоувочні схеми тривісних автомобілів.
а – з кабіною за двигуном; б – з кабіною над двигуном

Засновуючись на вибраній компоновальній схемі автомобіля і даних технічних характеристик існуючих конструкцій, визначають навантаження на осі автомобіля, що проектується, виходячи із наступного:

-для легкових автомобілів:

$$- G_2 = (0,53 \dots 0,55) G_a$$

-для двовісних вантажних автомобілів:

$$G_2 = (0,70 \dots 0,75) G_a \text{ (задні колеса - двоскатні)}$$

$$G_2 = (0,53 \dots 0,57) G_a \text{ (задні колеса - односкатні)}$$

- для тривісних вантажних автомобілів:

$$(G_2 + G_3) = (0,75 \dots 0,78) G_a \text{ (колісна формула 6x4)}$$

$$(G_2 + G_3) = (0,68 \dots 0,74) G_a \text{ (- колісна формула 6x6)}.$$

При використанні балансірної підвіски задніх коліс тривісних автомобілів приймають $G_2 = G_3$. Автомобілі з колісними формулами 4x4, 6x6, 8x8, як правило, мають односкатні колеса.

Висоту центра мас h_g приймають:

- для вантажних автомобілів $h_g = 0,9 \dots 1,1$ м;

- для легкових автомобілів $h_g = 0,7 \dots 0,8$ м.

Величини поздовжньої L і поперечної B баз автомобіля приймають з урахуванням параметрів існуючих конструкцій. Відстані від центра мас до осей коліс автомобіля визначають із виразів: $a = G_2 L / G_a$; $b = L - a$.

2. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК І ВИЗНАЧЕННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ

2.1. Визначення вихідних даних

2.1.1. Динамічний радіус колеса

Динамічний радіус колеса визначають після вибору шин. В свою чергу, шини автомобіля, що проектуються, вибирають за умови працездатності найбільш навантаженої шини.

Навантаження на шину визначають за залежністю:

$$G_m = G_i/n \quad (7)$$

де G_i - навантаження на міст;

n - число коліс моста (з односкатними шинами $n=2$, з двоскатними - $n=4$).

Для більшої достовірності необхідно визначити G_m на всіх мостах і по більшому з них вибирають шини необхідного розміру і призначення. ГОСТ 4754-80 і ГОСТ 5513-86.

Динамічний радіус коліс гд для спрощення розрахунків прирівнюють статичному $r_d = r_{ст}$.

Підбирають шини, спираючись на отримані величини навантажень на колеса кожної осі автомобіля за ГОСТ 5513-86, ГОСТ 4754-80, чи за іншими інтернет-виданнями або каталогами.

Після того, як буде вибраний тип шин для автомобіля, що проектується, визначається динамічний радіус колеса

$$r_d = d/2 + b(1 - \lambda)$$

де d – внутрішній діаметр шини (діаметр обода) друга цифра маркування шини, м;

b – висота профілю шини (перша цифра маркування), м;

λ – коефіцієнт деформації шини, який може бути для шини середнього й низького тиску в межах $\lambda = 0,09...0,14$.

В розрахунково-пояснювальну записку вносять такі дані про шину:

- позначення, тип рисунка протектора, кількість шарів корду, розміри при максимальному значенні тиску, максимально

допустиме навантаження, допустиму швидкість і статичний радіус r_c .

Вказаний радіус r_c приймають за динамічний r_d , тобто вважають, що $r_c \approx r_d$.

2.1.2. Механічний ККД трансмісії

Механічний коефіцієнт корисної дії трансмісії залежить від кількості і властивостей її елементів:

- k - кількість пар циліндричних шестерень, через які передається крутний момент на певній передачі;
- l - кількість пар конічних гіпоїдних шестерень;
- m - кількість карданних шарнірів;
- p - кількість шліцьових з'єднань у трансмісії.

Числове значення ККД механічної трансмісії η_T дорівнює:

$$\eta_m = 0,98^k \cdot 0,97^l \cdot 0,995^m \cdot 0,999^p$$

Втрати енергії в підшипниках агрегатів трансмісії зневажаємо.

Для визначення η_m необхідно накреслити кінематичну схему трансмісії.

2.1.3. Фактор опору повітря

Орієнтовні значення фактору опору повітря $W = KF$ (де K - коефіцієнт обтічності автомобіля Н·с²/м⁴; F - площа проекції автомобіля на площину, перпендикулярну його повздовжній осі, м²) вибирають із табл. 5.

Орієнтовні значення фактору опору повітря W

| Тип автомобіля | $W, \text{H}\cdot\text{c}^2/\text{M}^2$ |
|---|---|
| 1 | 2 |
| Легкові класів: - особливо малого | 0,5...0,6 |
| - малого | 0,6...0,7 |
| - середнього | 0,75...0,85 |
| - великого | 0,85...0,95 |
| Вантажні вантажопідйомністю: | |
| - до 1 т | 1,2...1,5 |
| - 1,1...2,5 т | 1,6...2,0 |
| - 2,6...4,0 т | 2,1...2,8 |
| - понад 4 т | 2,9...3,5 |
| Автопоїзди причіпні: | |
| - тягач з кузовом-фургоном і причепом-фургоном | 3,9...4,0 |
| - тягач з бортовою платформою і бортовим причепом | 4,3...4,4 |
| Сідельні автопоїзди: | |
| - тягач 4x2 з напівпричепом-фургоном | 3,4...3,5 |
| - тягач 6x4 з напівпричепом-фургоном | 4,2...4,4 |
| Автобуси з кузовом вагонного типу середньої і великої пасажиромісткості | 2,9...3,6 |

При виборі значення $W=KF$ необхідно пояснити, за рахунок яких міроприємств його значення знижене в порівнянні з існуючими конструкціями.

2.4. Визначення потужності двигуна і побудова його швидкісної зовнішньої характеристики

Розрахунок починають з визначення потужності двигуна N_{ev} , необхідної для забезпечення руху із заданою в завданні на курсовий проект максимальною швидкістю V_{max} .

Оскільки при V_{max} $\mathbf{j}_a=0$, то, користуючись рівнянням потужнісного балансу і приймаючи $\Gamma_c = \Gamma_d$, визначимо

$$N_{ev} = V_{\max} \cdot (G_a \cdot \psi_v + K \cdot F \cdot V_{\max}^2) / 1000 \cdot \eta_m, \text{ кВт} \quad (8)$$

де V_{\max} - максимальна швидкість автомобіля, м/с;

G_a - сила тяжіння від повної маси автомобіля, Н;

ψ_v - коефіцієнт опору дороги при максимальній швидкості автомобіля;

$KF = W$ - фактор опору повітря, Нс²/м²;

η_m - механічний ККД трансмісії.

Потужність N_{ev} відповідає частоті обертання колінчастого вала двигуна ω_v , при якій швидкість руху автомобіля буде максимальною.

Оскільки дизельні двигуни обладнаються регуляторами, що підтримують максимальну частоту обертання колінчастого вала двигуна при $N_{e \max}$, то для них справедливі рівняння:

$$\omega_v = \omega_N \quad \text{і} \quad N_{ev} = N_{e \max}$$

де $N_{e \max}$ - максимальна ефективна потужність двигуна, кВт;

ω_N - частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальній потужності, с⁻¹.

При проектуванні вантажних автомобілів з дизельними двигунами приймають $\omega_N = 220 \dots 260 \text{ с}^{-1}$.

В загальному випадку $\omega_v \neq \omega_N$, а значить і $N_{ev} \neq N_{e \max}$. При цьому $N_{ev} < N_{e \max}$. Тому при проектуванні легкових автомобілів і автобусів з карбюраторними двигунами приймають:

$$N_{e \max} = 1,1 N_{ev}; \quad \omega_N = 440 \dots 580 \text{ с}^{-1}.$$

Для підвищення довговічності карбюраторні двигуни вантажних автомобілів обладнаються обмежувачами максимальної частоти обертання колінчастого вала. Тому для них приймають:

$$N_{e \max \text{ об}} = N_v; \quad \omega_{N \text{ об}} = 340 \dots 420 \text{ с}^{-1}.$$

При побудові повної кривої $N_{e \text{ об}} = f(\omega_{\text{об}})$ карбюраторного двигуна вантажного автомобіля приймають:

$$\omega_N = 1,03 \dots 1,04 \omega_{N \text{ об}}; \quad \omega_v = 1,15 \dots 1,20 \omega_N;$$

$$N_{e \max} = 1,01 \dots 1,02 N_{e \max \text{ об}}$$

Для математичного вираження і графічної побудови залежності $N_e = f(\omega)$ використовують формулу проф.С.Р. Лейдермана:

$$N_e = N_{e \max} \left[a \frac{\omega_i}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^3 \right], \text{ кВт} \quad (9)$$

Залежність $M_k = f(\omega)$ визначають за формулою:

$$M_k = 1000(N/\omega), \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (10)$$

Питома витрата палива g може бути визначена при використанні залежності:

$$g = g_N \left(a_1 \frac{\omega_i}{\omega_N} + b_1 \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right) - c_1 \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^2 \right), \text{ г/кВт}\cdot\text{год} \quad (11)$$

В формулах (9, 10, 11):

$N_{e \max}$ - максимальна ефективна потужність двигуна, кВт;

ω_i - поточне значення частоти обертання колінчастого вала двигуна, с^{-1} ,

$(\omega_i = 0,1\omega_N; 0,2\omega_N; 0,3\omega_N; \dots; \omega_N)$;

ω_N - частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальній потужності, с^{-1} ;

N_e, M_k, g - поточні значення відповідно потужності, крутного моменту (Н·м) і питомої витрати палива при ω_i ;

a, b, c - емпіричні коефіцієнти рівняння (9);

g_N - питома витрата палива, г/кВт·год (у дизельних двигунів $g_N = 210 \dots 240$ г/кВт·год, у карбюраторних - $g_N = 320 \dots 360$ г/кВт·год).

Значення коефіцієнтів a, b, c можна визначити за табл.6.

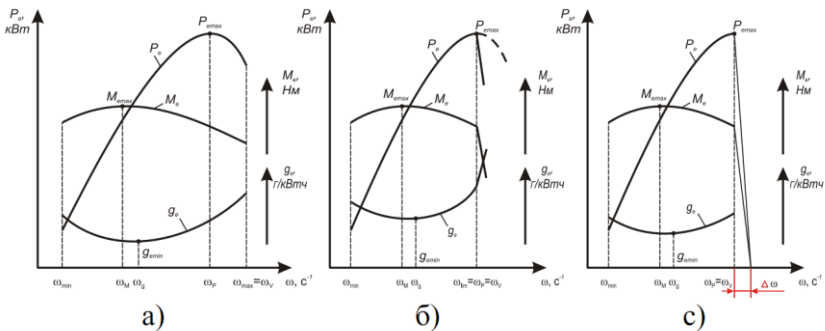


Рис.4 Швидкісні характеристики двигунів
 а – бензинового двигуна легкового автомобіля; б - бензинового двигуна вантажного автомобіля; с - дизеля
 Зразки швидкісних зовнішніх характеристик автомобільних поршневих двигунів внутрішнього згоряння наведені на рис. 4.

2.5. Визначення кількості передач і передаточних чисел трансмісії автомобіля

За умови забезпечення заданої максимальної швидкості руху автомобіля визначають мінімальне передаточне число трансмісії, яке дорівнює:

$$u_{\text{тр min}} = (\omega_{\text{max}} \cdot z_k) / V_{\text{max}} \quad (13)$$

де ω_{max} - максимальна частота обертання колінчастого вала двигуна, с^{-1} (для карбюраторного автомобіля $\omega_{\text{max}} = \omega_{\text{Ноб}}$; легкового автомобіля і автобуса - ω_{max} ; для дизельного двигуна $\omega_{\text{max}} = \omega_{\text{N}}$);

z_k - кінематичний радіус колеса ($\Gamma_k \approx \Gamma_g \approx \Gamma_{\text{ст}}$), м;

V_{max} - максимальна швидкість руху автомобіля, м/с.

При наявності в трансмісії коробки передач, додаткової коробки передач і головної передачі:

$$u_{\text{тр min}} = u_{\text{к min}} \cdot u_{\text{дк min}} \cdot u_0 \quad (14)$$

де $u_{\text{к min}}$ - мінімальне передаточне число коробки передач (при застосуванні тривальної коробки передач з останньою прямою передачею - $u_{\text{к min}} = 1$; в автомобілях з двовальними коробками передач $u_{\text{к min}} = 0,7 \dots 0,95$; в механічних трансмісіях з

додатковою коробкою $u_{к \min} = 0,71...0,82$); при відсутності додаткової коробки вважають $u_{дк \min} = 1$;

$u_{дк \min}$ - мінімальне передаточне число додаткової коробки ($u_{дк \min} = 0...1,3$);

u_0 - передаточне число головної передачі.

Прийнявши, враховуючи призначення і умови експлуатації автомобіля, що проектується, $u_{к \min}$ та $u_{дк \min}$, визначимо передавальне число головної передачі:

$$u_0 = u_{тр \min} / (u_{к \min} \cdot u_{дк \min}) \quad (15)$$

Максимальне передаточне число трансмісії $u_{тр \max}$ визначають за умови подолання автомобілем найбільшого сумарного опору дороги ψ_{\max} :

$$u_{тр \max} = (\psi_{\max} \cdot G_a \cdot z_d) / (M_{к \max} \cdot \eta_{тр}) \quad (16)$$

де ψ_{\max} - максимальне значення коефіцієнта сумарного опору дороги;

$\psi_{\max} = 0,25...0,3$ - для всіх типів автомобілів, призначених для міжміських сполучень;

$\psi_{\max} = 0,35...0,45$ - для інших вантажних автомобілів;

$\psi_{\max} = 0,45...0,55$ - для всіх типів автомобілів підвищеної прохідності;

$z_d \approx z_{ст}$ - динамічний радіус колеса, м;

$M_{к \max}$ - максимальний крутний момент двигуна, Н*м;

$\eta_{тр}$ - ККД механічної трансмісії.

Отримана величина $u_{тр \max}$ повинна бути перевірена за умови зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею:

$$u_{тр \max} \leq (G_{зч} \cdot z_d \cdot \varphi_p) / (M_{к \max} \cdot \eta_{тр}) \quad (17)$$

де $G_{зч}$ - сила тяжіння від маси автомобіля, що припадає на ведучі колеса:

$G_{зч} = G_1$, $G_{зч} = G_2$ - для автомобілів з колісною формулою 4x2 відповідно передньоприводних і задньоприводних;

$G_{зч} = G_2 + G_3$ - для автомобілів з колісною формулою 6x4;

$G_{зч} = G_a$ - для повноприводних автомобілів;

$\varphi_p = 0,4$ - розрахункове значення коефіцієнта зчеплення.

При виконанні нерівності (17) знайдену величину $u_{\text{тр max}}$ можна використовувати в подальших розрахунках, якщо ж вона не виконується, слід зменшити обране значення ψ_{max} і відповідно, вказати дорожні умови, в яких автомобіль може експлуатуватись.

Максимальне передаточне число трансмісії дорівнює:

$$u_{\text{тр max}} = u_{\text{к max}} \cdot u_{\text{дк max}} \cdot u_0 \quad (18)$$

де $u_{\text{к max}} = u_{\text{к1}}$ - передаточне число першої передачі коробки передач;

$u_{\text{дк max}} = 1,9...2,3$ - максимальне передаточне число додаткової коробки передач.

Враховуючи результат, отриманий з виразу (16), який відповідає нерівності (17), з формули (18) отримуємо значення передаточного числа першої передачі коробки передач:

$$u_{\text{к1}} = u_{\text{тр max}} / (u_{\text{дк max}} \cdot u_0) \quad (19)$$

Число передач коробки передач залежить від типу, питомої потужності і умов експлуатації автомобіля, що проектується.

Коробки передач легкових автомобілів мають, як правило, 4 або 5 ступенів; вантажних автомобілів вантажопідйомністю 3...10т - 5 або 6 ступенів, вантажопідйомністю більше 10 т - 8...20 ступенів (разом з подільником або додатковою коробкою передач); автомобілів-тягачів - 4 або 5 ступенів з двоступінчастою головною передачею.

Передаточні числа проміжкових передач підбирають за умови забезпечення оптимальних показників тягово-швидкісних і паливно-економічних властивостей автомобіля.

Найчастіше їх підбирають за законом геометричної прогресії, згідно якого кількість передач визначається з виразу:

$$n = ((\lg u_{\text{к min}} - \lg u_{\text{к max}}) / \lg q) + 1 \quad (20)$$

де $q_d = \frac{\omega_M}{\omega_N}$ та $q_k = \frac{\omega_M}{\omega_{\text{max}}}$ - показник геометричної прогресії

відповідно для коробок передач вантажних автомобілів і

автобусів з дизельними двигунами і легкових автомобілів і автобусів з карбюраторними двигунами.

При використанні останньої прямої передачі передаточні числа визначають з виразу:

$$u_{kj} = \sqrt[n-j]{u_{k1}^{n-j}} \quad (21)$$

де n - число передач коробки передач;
 j - порядковий номер проміжкової передачі.

Якщо остання передача прискорююча, а передостання пряма, проміжкові передаточні числа обчислюються за такою формулою:

$$u_{kj} = \sqrt[n-2]{u_{k1}^{n-1-j}} \quad (22)$$

де u_{k1} - передаточне число першої передачі.

Існує альтернативна методика визначення передаточних чисел. КП - гіперболічна розбивка, при якій вищі передачі виходять зближеними відразу:

$$i_k = \frac{i_1}{1 + (k-1) \cdot \frac{i_1 - 1}{n-1}}$$

Гіперболічний ряд забезпечує рівність діапазонів швидкостей при розгоні, що є надзвичайно важливим для автомобіля, який проектується.

В коробках передач вантажних автомобілів, які мають підвищуючу передачу, значення її передаточного числа підбирається в межах 0.6...0.8.

Остаточні передаточні числа коробок передач уточнюють при виборі параметрів зубчастого зачеплення в процесі проектування коробки передач.

Обчислені значення параметрів двигуна і трансмісії використовуються в подальших розрахунках експлуатаційних властивостей автомобіля і складових елементів автомобіля, що проектується.

2.6. Визначення експлуатаційних властивостей автомобіля

2.6.1. Побудова динамічної характеристики і графіка прискорень автомобіля

Динамічна характеристика автомобіля - це графічне зображення залежності динамічного фактора D від швидкості руху автомобіля v_a (тобто $D = f(v_a)$).

При побудові динамічної характеристики автомобіля використовується швидкісна зовнішня характеристика двигуна (рис.4, табл.7).

Динамічний фактор автомобіля дорівнює:

$$D = (P_p - P_w) / G_a \quad (23)$$

де P_p - сила тяги на ведучих колесах автомобіля, Н;

P_w - сила опору повітря, Н.

Сила тяги дорівнює:

$$P_{p\ ij} = (M_{e_i} \cdot u_{kj} \cdot u_o \cdot \eta_{TP}) / \Gamma_d = ((M_{e_N} \cdot u_{kj} \cdot u_o \cdot \eta_{TP}) / \Gamma_d) \cdot (a + b \kappa_i \cdot \kappa_i^2) \quad (24)$$

де M_{e_i} - i -те значення крутного моменту двигуна;

u_{kj} - передаточне число j -тої передачі коробки передач;

$$\kappa_i = \frac{\omega_i}{\omega_N}$$

Сила опору повітря визначається з виразу:

$$P_w = K \cdot f \cdot v_{ij}^2 \quad (25)$$

де v_{ij} - швидкість руху автомобіля при ω_{e_i} частоті обертання колінчастого вала двигуна на j -тій передачі, м/с:

$$v_{ij} = (\omega_{e_i} \cdot \Gamma_{\kappa}) / (u_{kj} \cdot u_o) = (\omega_{e_N} \cdot \kappa_i) / (u_{kj} \cdot u_o) \quad (26)$$

Враховуючи рівняння (23...26) і використовуючи дані табл.8, динамічний фактор обчислюється з рівняння:

$$D_{ij} = A \cdot u_{kj} \cdot (a + b \kappa_i + \kappa_i^2) - B (\kappa_i^2 / u_{kj}^2) \quad (27)$$

де $A = (M_{e_N} \cdot u_o \cdot \eta_{TP} \cdot u_{dk}) / (\Gamma_d \cdot G_a)$, $B = ((KF/G_a) \cdot (r)^2) \cdot (1/u_{dk}^2)$

- константи, які визначаються для всіх значень передавальних чисел додаткових коробок u_{dk} .

При відсутності додаткової коробки передач в автомобілі, що проектується, $u_{dk} = 1$.

На основі обчислених даних (табл. 8) будують динамічну характеристику і графік прискорень автомобіля, що проектується (рис. 5).

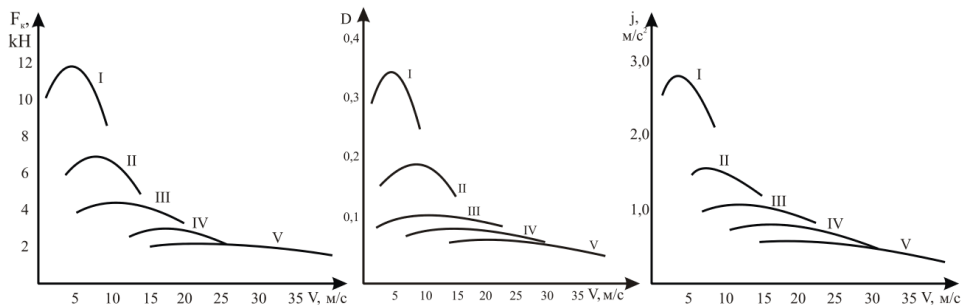


Рис 5. Графіки тягової $F(V)$ та динамічної $D(V)$ характеристик і графік прискорень $j(V)$.

2.6.2. Побудова графіків часу і шляху розгону автомобіля

Для побудови графіка часу $v = f(t_a)$ і шляху $v = f(S_a)$ розгону автомобіля графоаналітичним методом використовують графік прискорень автомобіля $j_a = f(v_a)$ (рис.6).

Для цього кожен криву графіка прискорень ділять на кілька інтервалів (рис.7), кінці яких з'єднують відрізками прямої, тобто представляють її у вигляді кусочно-лінійної функції.

Кінці інтервалів швидкостей і прискорень позначають відповідно $v_{i1}, v_{i2} \dots v_{in}$ і $j_{i1}, v_{i2} \dots j_{in}$.

Тоді для кожного інтервалу швидкостей час розгону автомобіля буде дорівнювати:

$$t_{i1} = \frac{2(v_{i1} - 0)}{j_{i1} + 0}, t_{i2} = \frac{2(v_{i2} - v_{i1})}{j_{i1} + j_{i2}}, \dots, t_{in} = \frac{2(v_{in} - v_{in-1})}{j_{in-1} + j_{in}}.$$

Шлях розгону для кожного інтервалу швидкостей:

$$S_{i1} = \frac{0 + v_{i1}}{2} t_{i1}, S_{i2} = \frac{v_{i1} + v_{i2}}{2} t_{i2}, \dots, S_{in} = \frac{v_{in-1} + v_{in}}{2} t_{in}.$$

Знайдені в діапазоні від $v_a = 0$ до $v_a = v_{amax}$ значення t_{in} і S_{in} заносять до табл. 9.

Користуючись розрахунковими даними, будують графіки залежностей $v = f(t_a)$ і $v = f(S_a)$ (рис.6).

2.6.3. Побудова паливно-швидкісної характеристики автомобіля

Для побудови паливно-економічної характеристики автомобіля використовують залежність:

$$Q_s = \frac{q_N \cdot K_W^Q \cdot K_N}{3,6 \cdot 10^4 \cdot \eta_{mp} \cdot \rho} (P_\psi + P_W), \text{ л/100км} \quad (32)$$

де q_N - питома витрата при максимальній потужності двигуна, г/кВт*год;

ρ - питома вага палива, г/см³ (для бензину $\rho_b = 0,75$ г/см³, для дизельного палива $\rho_d = 0,83$ г/см³);

η_{mp} - ККД трансмісії;

K_W^Q - коефіцієнт, який враховує зміну питомої витрати палива в залежності від частоти обертання колінчастого вала двигуна (визначається за графіком рис. 9.1);

K_N - коефіцієнт впливу ступеня використання потужності двигуна на величину q_N (визначається за графіком рис. 9.2).

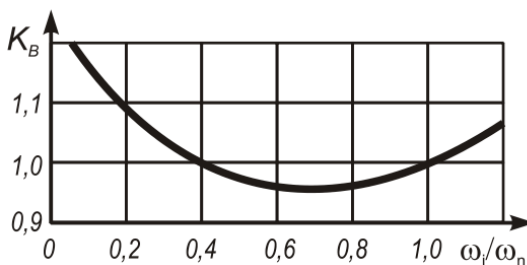


Рис 9.1 До визначення коефіцієнта, який враховує зміну питомої витрати палива в залежності від частоти обертання колінчастого вала двигуна

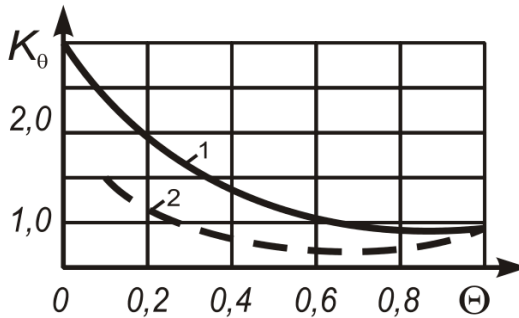


Рис 9.2 До визначення коефіцієнта впливу ступеня використання потужності двигуна на величину q_N

Розрахунки для отримання даних для побудови паливно-економічної характеристики автомобіля виконують в такій послідовності. З табл. 9 в табл. 11 виписують значення $\frac{\omega_i}{\omega_N}$, N_{ei} , v_{ai} (для вищої передачі). Туди ж заносять визначені за графіками рис.9а і 9б значення коефіцієнтів K_W^Q і K_N .

Після підрахування сил $P_\psi = \psi * G_a$, $P_{Wi} = W * v_i^2$ та потужності N_{pi} , яка дорівнює:

$$N_{pi} = (\psi_i * G_a * v_i + P_{Wi} * v_i) / (1000 * \eta_{тр}) \quad (33)$$

де N_{pi} - потужність, яку повинен розвинути двигун при русі автомобіля по дорозі з коефіцієнтом опору $\psi = 0,02$ зі швидкістю v_i ; значення P_ψ , P_{Wi} та N_{pi} заносять до табл.10.

На основі вихідних даних (табл.10) розраховують значення Q_{Si} (за формулою (32)) і будують графік залежності $Q_{Si} = f(v_a)$ (рис.10).

**До визначення показників паливно-швидкісної
характеристики автомобіля**

| Величина | Частота обертання колінчастого вала ω_i, c^{-1} | | | | | | |
|-----------------------------|--|------------|------------|------------|------------|-------|------------|
| | ω_1 | ω_2 | ω_3 | ω_4 | ω_5 | | ω_n |
| $\frac{\omega_i}{\omega_N}$ | | | | | | | |
| $N_{ei}, \text{кВт}$ | | | | | | | |
| $v_i, \text{км/год}$ | | | | | | | |
| K_{Wi}^Q | | | | | | | |
| K_N | | | | | | | |
| $P_\psi, \text{Н}$ | | | | | | | |
| $P_{Wi}, \text{Н}$ | | | | | | | |
| $N_{pi}, \text{кВт}$ | | | | | | | |
| N_{pi}/N_i | | | | | | | |
| $Q_{Si}, \text{л}$ | | | | | | | |

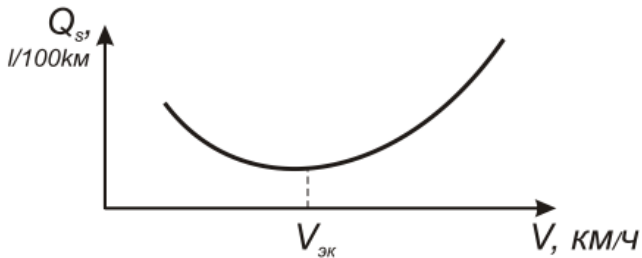


Рис 10. Паливно-швидкісна характеристика автомобіля

2.6.4. Гальмові властивості автомобіля

Для оцінки гальмових властивостей автомобіля використовуються показники:

- шлях гальмування S_r , м

$$S_r = \frac{v_a^2}{2g(\varphi \cdot \cos\alpha + f \pm \sin\alpha)}, \quad (34)$$

де v_a - швидкість автомобіля, з якої починається гальмування (встановлюється згідно вимог до випробувань гальмових систем);

α - кут нахилу полотна дороги;

f - коефіцієнт опору кочення коліс;

φ - коефіцієнт зчеплення коліс з полотном дороги;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - прискорення сили ваги.

- уповільнення j_c , м/с^2

$$j_c = (\varphi \cdot \cos\alpha + f \pm \sin\alpha)g \quad (35)$$

Значення α , f , φ відповідають показникам рівної ділянки дороги з сухим цементобетонним або асфальтним покриттям.

Отримані значення S_r і j_c порівнюють з вимогами “Правил дорожнього руху України” і роблять висновок про ефективність гальмової системи і відповідність діючим вимогам.

2.6.5. Стійкість автомобіля

Поперечна стійкість автомобіля оцінюється за величиною критичної швидкості автомобіля під час руху по криволінійній траєкторії згідно з умовами бічного перекидання $v_{\text{пер}}$ і заносу v_3 :

$$v_{\text{пер}} = \sqrt{\frac{gRB}{2h_g}} \quad (36)$$

$$v_3 = \sqrt{gR\varphi} \quad (37)$$

де R - радіус кривизни полотна дороги в плані, м;

B - ширина колії автомобіля, м;

h_g - висота центра мас автомобіля, м;

φ - коефіцієнт зчеплення (асфальт, асфальтобетон).

Розрахунки значень $v_{\text{пер}}$ і v_3 проводяться для значень R (20, 40, 60, 80, 100м). Після отримання значень $v_{\text{пер}}$ і будують графік залежності $v_{\text{пер}} = f(R)$ (рис.12а) і $v_3 = f(R)$ (рис.12 б).

2.6.6. Керованість автомобіля

Керованість автомобіля визначається мірою відповідності траєкторії його руху положенню керованих коліс. Її оцінюють критичними швидкостями руху по боковому ковзанню $v_{\text{кер}}$ і по відведенню v_3 коліс, а також радіусом повороту автомобіля R_e .

Критична швидкість з умов керованості дорівнює:

$$v_{\text{кер}} = \sqrt{\left[\frac{\sqrt{\phi^2 - f^2}}{\text{tg}\theta - f} \right] \cdot L \cdot g \cdot \cos\theta} \quad (38)$$

де ϕ - коефіцієнт зчеплення шин з дорогою (розрахункове значення 0,4);

f - коефіцієнт опору коченню коліс ($f = 0,02$);

L - повздовжня база автомобіля, м;

θ - середній кут повороту керованих коліс автомобіля, м.

Графік залежності $v_{\text{кер}} = f(\theta)$ (рис. 12) будується після обчислення $v_{\text{кер}}$ і при значеннях $\theta = 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40^\circ$.

Під час руху автомобіля зі швидкістю більшою, ніж $v_{\text{кер}}$, керовані колеса будуть ковзати в поперечному напрямі і поворот їх на ще більший кут не приведе до зміни загального напрямку руху.

Радіус повороту автомобіля (рис.13) дорівнює:

$$R_e = \frac{L}{\text{tg}(\theta - \delta_1) + \text{tg}\delta_2} \quad (39)$$

де $\delta_1 = \frac{P_{\delta_1}}{\sum K_{\text{вiд}_1}}$; $\delta_2 = \frac{P_{\delta_2}}{\sum K_{\text{вiд}_2}}$ - кути бокового збочення відповідно

передніх і задніх коліс, град;

P_{δ_1} , P_{δ_2} - бокові сили, які діють на колеса відповідно передньої і задньої осей автомобіля, Н;

$K_{\text{від}_1}$, $K_{\text{від}_2}$ - коефіцієнти опору збоченню одного одинарного колеса відповідно передньої і задньої осі, Н/град (для колеса легкового автомобіля значення $K_{\text{від}}$ дорівнює 500...1000 Н/град, вантажного автомобіля - 800...1500 Н/град).
Граничні значення бокових сил, при яких колеса котяться без бокового ковзання

$$P_{\delta_1} = 0,4 P_{\varphi_1}; \quad P_{\delta_2} = 0,4 P_{\varphi_2}$$

де $P_{\varphi_1} = \varphi G_1$; $P_{\varphi_2} = \varphi G_2$ - сили зчеплення з полотном дороги коліс відповідно передньої і задньої осей.

Після визначення кутів бокового збочення коліс δ_1 і δ_2 обчислюють радіус повороту автомобіля, що проектується, з еластичними колесами (R_e), з радіусом повороту автомобіля з жорсткими (в бічному напрямі) колесами (R), який дорівнює:

$$R = L / \operatorname{tg} \theta \quad (40)$$

і порівнюють отримані R_e і R .

Керованість автомобіля при:

$R_e = R$ - нейтральна;

$R_e > R$ - недостатня;

$R_e < R$ - надлишкова.

Доцільно, щоб керованість автомобіля була нейтральною або недостатньою. Якщо ж отримані значення R_e і R відповідають надлишковій керованості, то необхідно визначити критичну швидкість за умови бокового збочення коліс осей за формулою:

$$v_{36} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{G_2}{\sum K_{\text{від}_2}} - \frac{G_1}{\sum K_{\text{від}_1}}}} \quad (41)$$

Отримане значення v_{36} повинно бути на 20...30% більшим від заданої максимальної швидкості руху автомобіля.

2.6.7. Плавність ходу автомобіля

Плавність ходу автомобіля при його коливаннях оцінюється:

- частотою вільних коливань підресорених мас;
- частотою вільних коливань непідресорених мас;
- прискоренням підресорених мас;
- швидкістю зміни прискорення підресорених мас.

Частота вільних коливань підресорених мас автомобіля може бути визначена з виразу:

$$v_{\text{п}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{\text{ст}}}}, \text{ с}^{-1} \quad (42)$$

де $f_{\text{ст}}$ - статичний прогин підвіски, м.

Для вантажних автомобілів і міських автобусів приймають $f_{\text{ст}} = 0,08 \dots 0,13$ м, при цьому більші значення приймають для передньої підвіски, менші - для підвіски задніх коліс вантажних автомобілів.

У сучасних легкових автомобілів для передньої підвіски $f_{\text{ст}} = 0,15 \dots 0,25$ м, для задньої підвіски $f_{\text{ст}} = 0,12 \dots 0,18$ м. Для міжміських автобусів $f_{\text{ст}} = 0,12 \dots 0,18$ м.

Плавність ходу можна вважати задовільною, якщо:

$v_{\text{п}} = 0,8 \dots 1,3$ Гц - для легкового автомобіля;

$v_{\text{п}} = 1,2 \dots 1,8$ Гц - для вантажного автомобіля.

Частота вільних коливань непідресорених мас автомобіля дорівнює:

$$v_{\text{п}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum C_{\text{ш}}}{m_{\text{м}}}} \quad (43)$$

де $\sum C_{\text{ш}}$ - сумарна радіальна жорсткість шин моста, Н/м;

$m_{\text{м}}$ - маса моста, кг.

Жорсткість однієї шини визначити за залежністю:

$$C_{\text{ш}} = \frac{G_{\text{ш max}}}{(D_{\text{в}} / 2) - r_{\text{с}}} \quad (44)$$

де $G_{\text{ш max}}$ - максимальне припустиме навантаження на шину, Н;

$D_{\text{в}}$ - зовнішній діаметр шини при максимальному тиску без навантаження, м;

r_c - статичний радіус шини при максимальному тиску і навантаженні, м.

Чисельні значення $G_{ш\ max}$, D_b , r_c , наведені в додатку № 3. Для задовільнення вимог плавності ходу автомобіля частота вільних коливань його невідвіснених мас повинна бути:

$v_n = 8...12$ Гц - для легкових автомобілів;

$v_n = 6,5...9$ Гц - для вантажних автомобілів.

Під час руху автомобіля по дорозі, яка має нерівності, він здійснює вимушені коливання, частота і амплітуда яких залежить від швидкості руху автомобіля, висоти і довжини хвиль нерівностей на дорозі.

Частота вимушених коливань в цьому випадку дорівнює:

$$v_a = v_a/S \quad (45)$$

де v_a - швидкість руху автомобіля, м/с;

S - довжина хвилі нерівності на дорозі, м ($S_m=0,5...5$ м).

Під час руху автомобіля можуть виникнути резонансні явища:

- низькочастотні - $v_n = v_v$;

- високочастотні - $v_n = v_v$.

що мають місце при відповідних швидкостях руху автомобіля:

$$v_a = v_n S \quad \text{і} \quad v_a = v_n S \quad (45)$$

Використовуючи залежності (45), необхідно побудувати залежності $v_a = f(S)$ для відвіснених і невідвіснених мас передніх і задніх мостів автомобіля, що проектується.