

## **Теорія стійкості руху автомобіля**

Методичні вказівки до лабораторних та виконання  
розрахунково-графічних робіт  
для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня “бакалавр”  
галузі знань 0701 – Транспорт і транспортна інфраструктура  
за напрямом 6.070106 – Автомобільний транспорт

Затверджено  
на засіданні кафедри  
автомобільного транспорту та  
галузевого машинобудування  
7протокол №11 від 12.06.2017

р.

Теорія стійкості руху автомобіля. Методичні вказівки до лабораторних та виконання розрахунково-графічних робіт для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» галузі знань 0701 – Транспорт і транспортна інфраструктура за напрямом 6.070106 – Автомобільний транспорт/ Укл.: Рудик А.В., Венжега В.І. — Чернігів: ЧНТУ, 2017. — 71 с.

Укладачі:

Рудик Андрій Васильович,  
кандидат технічних наук, доцент

Венжега Володимир Іванович,  
кандидат технічних наук, доцент;

Відповідальний за випуск:

Кальченко В.І., завідувач кафедри  
АТ та ГМ,  
доктор технічних наук, професор

Рецензент:

Пасов Г.В., кандидат технічних наук,  
доцент кафедри АТ та ГМ  
Чернігівського національного  
технологічного університету

## ВСТУП

Дисципліна «Теорія стійкості руху автомобіля» відноситься до групи нормативних дисциплін і циклу професійної та практичної підготовки бакалавра.

Метою вивчення цієї дисципліни є формування системи знань по проектуванню та експлуатації автомобілів, що описують закономірності механіки його руху на поворотах, прямолінійних та похилих ділянках, взаємодію з дорогою та повітрям.

Після вивчення дисципліни студенти повинні знати:

- загальні відомості про теорію автомобіля; його тягово-швидкісні та динамічні властивості;
- деякі з параметрів прохідності, стійкості і керованості автомобіля;
- загальні відомості про плавність руху автомобіля.

Студенти повинні вміти:

- проводити розрахунки та оцінювати деякі параметри керованості та стійкості автомобіля;
- тягово-швидкісний характеристик автомобіля;
- визначати прохідність автомобіля;
- оцінювати плавність руху.

Методичні вказівки до лабораторних робіт формують мету, об'єм та зміст лабораторних занять з дисципліни «Теорія стійкості руху автомобіля», ставлять метою проведення обчислювальних та модельних експериментів різноманітних моделей автомобілів.

Лабораторні роботи є важливою складовою вивчення дисципліни. Вони призначені для поглиблення та розширення теоретичних знань, що можуть бути використаними на практиці та в процесі вивчення подальших дисциплін, під час курсового та дипломного проектування.

Кожна лабораторна робота пов'язана з відповідними розділами курсу. Під час виконання робіт та обробці результатів студентам потрібні знання загально інженерних і спеціальних дисциплін.

Звіт повинен починатися з узгодженого викладачем варіанту завдання розрахунково-графічної роботи.

Наведені індивідуальні варіанти завдань.

## Лабораторна робота №1

### Зовнішні швидкісні характеристики двигунів.

#### 1.1 Мета роботи

Визначення крутного моменту і потужності двигуна від частоти обертання колінчатого валу та побудови зовнішніх швидкісних характеристик двигунів.

#### 1.2 Теоретичні відомості

ДВЗ характеризують енергоємністю, динамічністю та економічністю.

Енергоємність визначається залежністю потужності двигуна  $N_e$  від кутової швидкості обертання колінчастого валу  $\omega_e$ .

Динамічність описується залежністю крутного моменту двигуна  $M_e$  від кутової швидкості колінчастого валу  $\omega_e$ .

Економічність визначається залежністю питомої витрати палива  $q_e$  від кутової швидкості колінчастого валу двигуна  $\omega_e$ .

Основною характеристикою двигуна є його зовнішня швидкісна характеристика – графіки залежності потужності  $N_e$ , крутного моменту  $M_e$ , питомої витрати палива  $q_e$  від кутової швидкості колінчастого валу  $\omega_e$  при максимальній подачі палива. Таким чином, ця характеристика двигуна описує його енергоємність, динамічність і паливну економічність.

Зовнішню швидкісну характеристику визначають експериментально для партії вироблених двигунів на стендах (рис.1.1.)

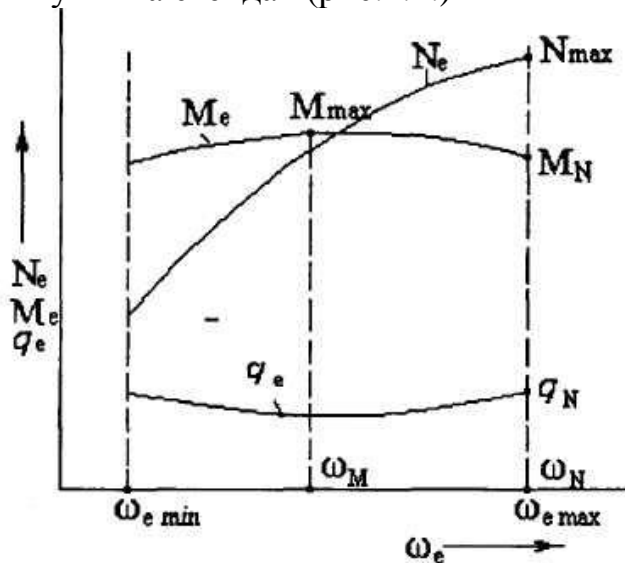


Рис. 1.1 Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

Виділимо наступні характерні точки на характеристиці двигуна:

$N_{max}$  – максимальна потужність (кВт);

$\omega_N$  – кутова швидкість у  $rad/c$ , що відповідає максимальній потужності;

$M_{max}$   $M_N$  – крутні моменти максимальний та що відповідає максимальній потужності двигуна (Нм);

$\omega_M$  – кутова швидкість у  $rad/c$ , максимальному крутному моменту;

$q_N$  – питома витрата палива при якій двигун розвиває максимальну

потужність.

Введемо експериментальні коефіцієнти, які визначають із зовнішньої швидкісної характеристики двигуна:

– коефіцієнт пристосованості за крутним моментом ;

$$K_M = \frac{M_{\max}}{M_N} .$$

– коефіцієнт пристосованості за частотою обертання двигуна

$$K_{\omega} = \frac{\omega_N}{\omega_M} .$$

Для двигунів, що встановлюються на автомобілях, значення цих коефіцієнтів знаходяться в межах  $K_M = 1,05 \dots 1,5$  і  $K_{\omega} = 1,5 \dots 2,5$ .

Для практичних розрахунків залежності  $N_e = f(\omega_e)$  і  $M_e = f(\omega_e)$  математично описуються параболою третього і другого порядків:

$$N_e = N_{\max} \left[ a \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right], \quad 1.1$$

$$M_e = M_N \left[ a + b \frac{\omega_e}{\omega_N} - c \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 \right]. \quad 1.2$$

де коефіцієнти знаходять:

$$a = \frac{\kappa_M \cdot \kappa_{\omega} (\kappa_{\omega} - 2) + 1}{\kappa_{\omega} (\kappa_{\omega} - 2) + 1}; \quad b = \frac{2\kappa_{\omega} (\kappa_M - 1)}{\kappa_{\omega} (\kappa_{\omega} - 2) + 1}; \quad c = \frac{\kappa_{\omega}^2 (\kappa_M - 1)}{\kappa_{\omega} (\kappa_{\omega} - 2) + 1}. \quad 1.3$$

Для многих карбюраторных двигателей  $a = b = 1; c = -1$ .

Для дизелей

С предкамерой

$$a = 0,6 \quad b = 1,4 \quad c = 1,0;$$

С вихрекамерным смесеобразованием

$$a = 0,7 \quad b = 1,3 \quad c = 1,0;$$

Для двухтактных дизелей

$$a = 0,87 \quad b = 1,13 \quad c = 1,0.$$

Слід перевірити розрахунки потужності та крутного моменту двома способами: розрахунком коефіцієнтів  $a, b, c$  та їх вибором згідно типу ДВЗ.

Оскільки коефіцієнти  $\kappa_{\omega}$  і  $\kappa_M$  що входять до рівняння (1.3), є експериментальними, тому і коефіцієнти  $a, b, c$  також експериментальні.

На заводах, які виробляють двигуни, експериментально визначають зовнішні швидкісні характеристики, а потім за ними .- коефіцієнти  $K_M$  та  $K_{\omega}$ .

Інерційні сили автомобіля розраховують з урахуванням коефіцієнта обліку обертових мас. Розглянемо способи його визначення.

Крім частин, що поступально рухаються, у автомобіля є деталі, які беруть участь у відносному обертовому русі. До них відносяться деталі двигуна, трансмісії, колеса. Тому кінетична енергія автомобіля складається з енергій мас, що поступально рухаються, і тих, що беруть участь у відносному (обертальному) русі.

Коефіцієнт обліку обертових мас показує, у скільки разів сила, необхідна для розгону автомобіля із заданим прискоренням, більше сили, необхідної для розгону тільки його мас, що поступально рухаються.

$$T = T_{\text{пост}} + T_{\text{об}}.$$

$$\text{Звичайно } T_{\text{пост}} = \frac{m_a \cdot V_a^2}{2},$$

де  $m_a$ ,  $V_a$  – маса та швидкість руху автомобіля.

$$T_{\text{об}} = I_M \cdot \frac{\omega^2}{2} + \sum I_k \cdot \frac{\omega_k^2}{2},$$

де  $I_M$  – момент інерції мас маховика двигуна й пов'язаних з ним деталей;  $\omega$  – кутова швидкість вала двигуна;  $\sum I_k$  – сумарний момент інерції коліс;  $\omega_k$  – кутова швидкість коліс автомобіля.

При розгоні енергія двигуна витрачається не тільки на подолання сил опору руху, але й на збільшення кінетичної енергії автомобіля (тобто на збільшення  $T_{\text{пост}}$  і  $T_{\text{відн}}$ ). Це і враховує коефіцієнт обертових мас.

Під час розгону автомобіля збільшується енергія маси, що поступально рухається, та обертових мас (двигуна, трансмісії, гальмівних дисків або барабанів, коліс). Це збільшує опір розгону. Таке збільшення можна врахувати, якщо вважати, що маса автомобіля збільшена до деякого еквівалентного значення маси  $m_e$ , декілька більшого від  $m_a$ .

Використовуючи метод Н.Є.Жуковського, прирівнюючи кінетичну енергію поступально рухомої еквівалентної маси сумі енергій отримують:

$$\frac{m_e V^2}{2} = \frac{m_a V^2}{2} + \frac{J_d \omega_d^2}{2} + \frac{J_k \omega_k^2}{2}, \quad (1.4)$$

де  $J_d$  – момент інерції маховика двигуна та зв'язаних з ним деталей,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$  (або  $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ );  $\omega_d$  – кутова швидкість двигуна,  $\text{рад}/\text{с}$ ;  $J_k$  – сумарний момент інерції усіх коліс.

Так як  $\omega_k = V/r_k$ ,  $\omega_d = V \cdot i_{\text{кп}} \cdot i_0/r_k$ ,  $r_k = r_{k0}$ , звідси

$$m_e = m_a + \frac{J_d \cdot i_{\text{кп}}^2 \cdot i_0^2 + \sum J_k}{r_{k0}^2}. \quad (1.5)$$

Проведемо заміну  $m_e = m_a \cdot \delta$ , де

$$\delta = 1 + \frac{J_d \cdot i_0^2}{r_{k0}^2 \cdot m_a} \cdot i_{\text{кп}}^2 + \frac{J_{k1} + J_{k2}}{r_{k0}^2 \cdot m_a} = 1 + \delta_1 \cdot i_{\text{кп}}^2 + \delta_2.$$

Таблиця 1.2 – Значення моментів інерції двигуна й коліс автомобілів

Марка автомобіля	Маса $m_a$ , кг	Моменти інерції		
		$J_M$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	$J_k$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	$J_{KT}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$
ЗАЗ-968	1110	0.118	0.52	2.18
ВАЗ-2101	1355	0.130	0.52	2.18
ВАЗ-2106	1445	0.130	0.52	2.18

ВАЗ-2121	1550	0.130	2.30	9.57
Москвич-2140	1480	0.170	0.93'	3.91
ГАЗ-24	1825	0.310	1.15	4.83
УАЗ-469	2450	0.360	2.80	11.6
РАФ-2203	2710	0.314	1.244	5.05
ПАЗ-3201	11538	0.510	9.40	59.08
ЛАЗ-695Е	10525	0.991	15.08	95
ЛАЗ-699Н	12640	1.740	15.08	95
ЛиАЗ-677	15500	1.070	15.08	95
ГАЗ-52	5465	0.491	7.0	44.1
ГАЗ-3307	7400	0.510	9.40	59.22
ЗИЛ-431410	9525	0.991	12.25	77.18
ЗИЛ-133	15175	0.991.	12.25	128
КамАЗ-5320	15305	2.070	12.25	123.9
Урал-377	15000	1.740	24.4	153.72
КрАЗ-257	23355	4.61	20.3	213.15
МАЗ-5551	16230	2.60	15.08	95
МАЗ-5432	7050	4.61	15.08	95
МАЗ-6422	9050	4.61	15.08	158.34
Позначення моментів інерції: $J_M$ – маховика з колінчастим валом, $J_K$ – колесо ведуче відоме, $J_{KT}$ – усі колеса із барабанами гальмівними та напівосями				

Якщо при розрахунках коефіцієнта обертових мас значення  $I_d$  і  $I_k$  відсутні, то користуються емпіричними формулами, зокрема для автомобіля при повному навантаженні:

Якщо автомобіль навантажений не повністю ( $m_x < m_a$ ), то використовують залежність

$$\delta = 1 + (\delta_1 \cdot i_{kn}^2 + \delta_2) \cdot \frac{m_a}{m_x} \quad (1.6)$$

Якщо автомобіль рухається накатом ( $J_d=0$ ), то  $\delta = 1 + \delta_2$ , тобто вибіг відбувається тільки за рахунок запасеної кінетичної енергії.

При роботі автомобіля з причепом. з подвійною ошиновкою, визначаємо  $I_{kn} = (1,04 \dots 1,05) I_k \cdot 2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ;

Для автопоїзда

$$\delta_{ап} = 1 + (I_M \cdot U_{Ti}^2 \cdot \eta_T + \sum I_{KT} + \sum I_{Kn}) / (m_a + m_{п} \cdot r_d \cdot r_k) \quad (1.7)$$

$$\delta = 1 + \delta_1 \cdot i_k^2 + \delta_2, \quad (3.3)$$

тобто  $\delta_1 = 0,04$ ;  $\delta_2 = 0,04$ .

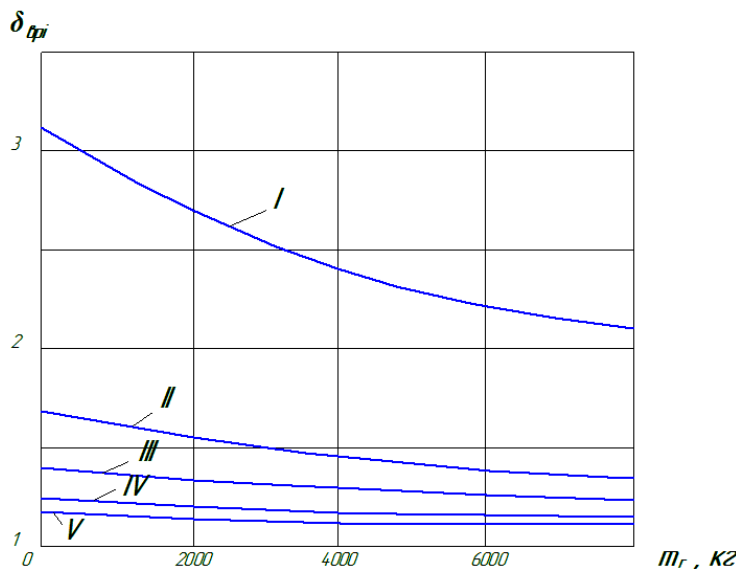
Якщо автомобіль використовують як тягач то:

$\delta_1 = 0,02 \cdot m_T / m_a$  ;  $\delta_2 = 0,03 \cdot Z_{ka} / (m_a \cdot Z_{кт})$  ,  
де  $m_m$  – маса тягача,  $m_a$  – маса автопоїзда,  $Z_{ka}$  – число коліс автопоїзда,  
 $Z_{км}$  – число коліс тягача.

Як показують розрахунки, наближене визначення  $r_k$  практично не впливає на точність  $\delta$ , чим вище передача, тим менше відносна різниця результатів розрахунків. Діапазон зміни  $\eta_T$  від 0,8 до 0,9 і більш суттєво впливає на відносну різницю розрахунків  $\delta_i$ , чим  $r_k$ . Так, на першій передачі відносна різниця значень  $\delta$  при  $\eta_T = 0,8$  і  $0,9$  становить близько 5%.

Вплив завантаження ( $m_x$ ) показаний на рис.2.5. Із графіка видно, що при збільшенні завантаження значення  $\delta_i$  зменшується. Особливо це помітно на нижчих передачах. Так, на першій передачі  $\delta$  у не вантаженого автомобіля в 1,6 рази більше, чим у вантаженого.

На нижчих передачах частка кінетичної енергії обертального руху значно більша, ніж на вищих. Як видно з формули та рис.1.2,  $\delta_I$  залежить від квадрату передаточного числа коробки передач, тому чим менше  $i_{kn}$  – тим більше  $\delta_I$ .



**Рис.1 2 Залежність  $\delta_i$  від передачі та обертів КВ.**

*Примітка:*

1. Момент інерції тіла (диска, циліндра), що обертається навколо власної осі, яка проходить через його центр мас, дорівнює  $J = \frac{m \cdot r_0^2}{2}$ , де  $r_0$  – найбільший радіус тіла масою  $m$ .

2. Момент інерції тіла, що обертається навколо осі, паралельної осі симетрії що не проходить через центр мас, обчислюють по залежності  
\_\_\_\_\_, де  $r$  – відстань між осями.

3. Якщо деталь складна, то її умовно розбивають на прості, а моменти додають. Момент інерції отворів вичитають.

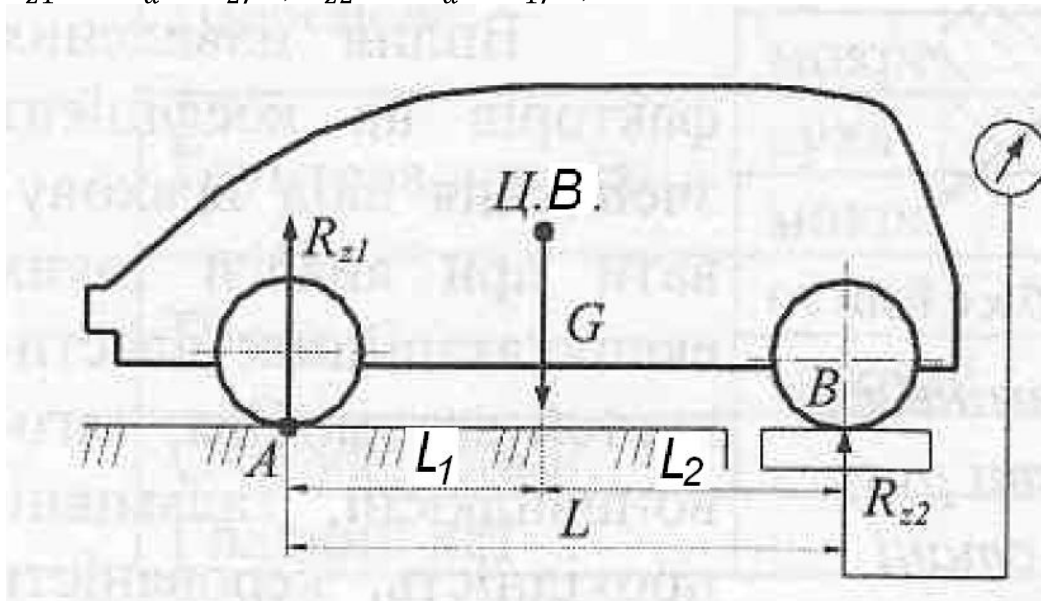
Визначення координат центру мас

Розподілення по осях ваги (розваговка) нерухомого автомобіля на



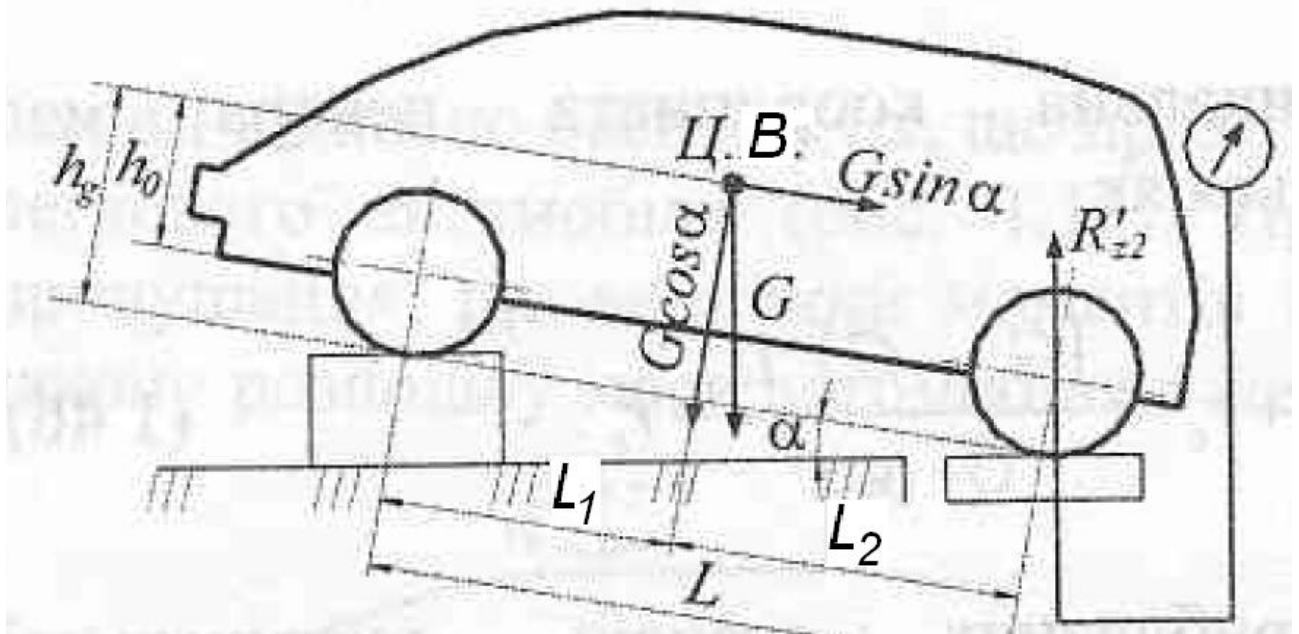
горизонтальній площині визначають по залежностях (рис.1.3):

$$R_{z1} = G_a \cdot L_2/L; R_{z2} = G_a \cdot L_1/L;$$



**Рис. 1.3** Схема визначення поздовжньої координати центра ваги.

Схема визначення вертикальної координати центра ваги представлена на рис 1.4.



**Рис. 1.4** Схема визначення вертикальної координати центра ваги

Рівняння рівноваги відносно осі передніх коліс

$$G \cdot \cos\alpha \cdot L_1 + G \cdot \sin\alpha \cdot h_g - R'_{z2} \cdot L \cdot \cos\alpha = 0$$

$$\text{Звідси } h_g = \frac{R'_{z2} \cdot L - G \cdot L_1}{G \cdot \tan\alpha}$$

При проведенні вимірювань для виключення додаткових деформацій підвіску вимикають. Діапазон . приблизних значень вертикальної координати центра мас легкових автомобілів з урахуванням тенденції її зменшення

становить 0,4-0,5 м, вантажних 0,6-1 м, автобусів 0,7-1,2 м (дані наведені для спорядженої маси автомобіля).

### 1.3. Порядок виконання роботи

Провести для отриманого варіанту розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики. Під час розрахунків рекомендовано приймати:

значення  $\omega_{min} = 1000$  об/хв для всіх типів двигунів;  $\omega_{max}$  для двигунів з обмеженням частоти обертання приймаємо  $\omega_N$ , для інших –  $1,1\omega_N$  об/хв.

Визначають коефіцієнти  $a$ ,  $b$ ,  $c$  апроксимуючих залежностей крутного моменту і потужності двигуна від частоти обертання колінчатого валу. Цей розрахунок слід проводити двічі: з використанням описаних залежностей та по наведених рекомендаціях для даного типу двигуна.

Провести аналіз отриманої зовнішньої швидкісної характеристики двигуна та зробити висновки.

Слід розрахувати перерозподіл навантажень для автомобіля виданого згідно варіанту для наступних випадків: під час руху з місця на підйомі на схилі, під час гальмування.

### 1,4 Контрольні запитання

1. Які основні швидкісні характеристики двигуна? Як їх визначають?
2. Дати визначення коефіцієнтам пристосованості за крутним моментом та за частотою обертання двигуна. Їх орієнтовні значення.
3. Який порядок визначення координат центру ваги? Навести дані залежності
4. Визначення координат розташування центру ваги.
5. Що таке коефіцієнт обертових мас автомобіля

## Лабораторна робота №2

### Динамічні фактор, характеристика і паспорт автомобіля. Розрахунок сил опору та зміни ваги, що припадає на колеса у залежності від умов руху

#### 2.1 Мета роботи

Оволодіння методом порівняльного оцінювання динамічних властивостей автомобілів різних типів, розрахунок параметрів динамічного подолання дорожнього опору, зміна ваги, що припадає на кожне колесо у залежності від умов руху автомобіля.

#### 2.2 Теоретичні відомості

Диференціальне рівняння руху автомобіля

$$P_k = P_f + P_\alpha + P_w + P_n = P_\psi + P_w + P_n \quad (2.1)$$

називають **тяговим балансом**. Воно зв'язує сили рушійні  $P_k$  із силами опору  $P_f + P_\alpha + P_w + P_n$  коченню, підйому, подоланню опору повітря та інерційними.

Сили опору коченню  $P_f$  і сила ваги  $P_a$  для даного автомобіля залежать від типу, стану дороги, а також від профілю шини. Тому їх поєднують, вводячи поняття про сумарний опір дороги:

$$P_\psi = P_f \pm P_\alpha = G * f * \cos \alpha \pm G \sin \alpha = G * (f * \cos \alpha \pm \sin \alpha).$$

Вираз, взятий у дужки, називають **коефіцієнтом сумарного опору дороги**  $\psi = f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha$ . Отже

$$P_\psi = G * \psi \quad (2.2).$$

Якщо  $\alpha < 10^\circ$ , то вважають, що  $\cos \alpha \approx 1$ , а  $\sin \alpha \approx \tan \alpha \approx i$ .

$$\psi = f \pm i. \quad (2.3)$$

Тягово-швидкісну характеристику складно використовувати для порівняльної оцінки відповідних властивостей автомобілів, що мають різну масу і тягові зусилля на ведучих колесах. Узагальненим показником, що дозволяє не тільки оцінювати тягово-швидкісні властивості даного автомобіля, а й порівнювати між собою різні автомобілі, є динамічний фактор.

В теорії автомобіля різницю колової сили на ведучих колесах автомобіля і сили опору повітря  $P_k - P_n$  називають вільною силою тяги.

**Динамічним фактором** називають відношення вільного тягового зусилля до ваги автомобіля:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G} \quad (2.4)$$

де  $P_k$  – колову силу на ведучих колесах автомобіля, визначають:

$$P_K = \frac{T_e \cdot i_{ki} \cdot i_0 \cdot \eta_T \cdot k_P}{r_K} \quad (2.5)$$

де  $i_{ki}$ ,  $i_0$  – передатне відношення коробки передач на  $i$ -тій передачі та головної передачі,  $T_e$  – крутний момент як функція кутової швидкості,  $\eta_T$  – ККД трансмісії.  $k_P$  – коефіцієнт корекції потужності.

$P_w$  – сила опору повітря (див:[1, п.2.2])

$$P_w = 0,5 \cdot c_x \cdot A \cdot \rho_v \cdot V^2 \quad (2.6)$$

де  $c_x \approx 0,4$  – опір форми (див [1, с.19]),  $A = 0,9 \cdot B \cdot H$  – площа міделева перерізу,  $B$ ,  $H$  – колія та висота автомобіля,  $\rho_v = 1,2 \text{ кг/м}^3$  – густина повітря,  $V$  – швидкість потоку повітря з врахуванням його напрямку.

Якщо припустити, що швидкість руху автомобіля невелика і  $P_w = 0$ , то  $D = P/G$  становить питоме значення вільного зусилля тяги.

Переписавши залежність тягового балансу як  $P_K - P_w = P_\psi + P_j$  і поділивши обидві частини на  $G$ , одержимо

$$D = \psi + \frac{a}{g} \cdot \delta_i \quad (2.7)$$

де  $a, g$  – прискорення руху та вільного падіння;  $\delta_i$  – коефіцієнт обліку оберткових мас.

Залежності по розрахунку коефіцієнту обліку оберткових наведені нижче.

При сталому русі ( $a = dV/dt = 0$ ) динамічний фактор дорівнює коефіцієнту сумарного опору дороги  $\psi$ :

$$D = \psi = f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha \approx f \pm i, \quad (2.8)$$

де  $f = \frac{e}{r_d}$  – коефіцієнт опору коченню (тертя другого роду), залежить від конструкції шини, тиску в ній, її експлуатаційних властивостей та дороги [1]:

$$f = f_k + f_{kg} \quad (2.9)$$

де  $f_k$ ,  $f_{kg}$  – коефіцієнти опору коченню по недеформованому та м'якому ґрунту,  $f_{kg}$  див далі (3,2).

На коефіцієнт опору коченню істотно впливає швидкість руху автомобіля – зі зростанням сил інерції зростають деформації шини, тому й втрати на внутрішнє тертя:

$$f_k = f_0 \cdot (1 + A_f \cdot V^2) \quad (2.10)$$

де  $f_0$  - коефіцієнт опору коченню при малих швидкостях;  $V$ — м/с (км/год)

Таблиця 21 – Орієнтовні значення коефіцієнта  $A_f$

Тип автомобіля	Размерность швидкості V	
	км/год	м/с*
Легковий	$(4... 5) \cdot 10^{-5}$	$(5,1... 6,5) \cdot 10^{-4}$
Вантажний	$(2... 3) \cdot 10^{-5}$	$(2,6... 3,9) \cdot 10^{-4}$
переводной коэффициент $\times 3,6^2$		

Таблиця 2.2– Орієнтовні межі зміни коефіцієнта  $f_0$  опору коченню еластичного колеса[1]

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 в доброму стані		0,025-0,030
Ґрунтова дорога	суха укочена	0,025-0,030
	після дощу	0,050-0,15
	у період бездоріжжя	0,150-0,25
Пісок	сухий	0,10-0,30
	сирий	0,06-0,15
Зледеніла дорога, лід		0,015-0,03
Укочена сніжна дорога		0,03-0,05
Пухкий сніг		0,15 -0,30

Графічне зображення залежності динамічного фактора на різних передачах від швидкості руху автомобіля (рис.2.1) називають його **динамічною характеристикою**.

За допомогою динамічної характеристики здійснюють аналіз таких експлуатаційних можливостей автомобіля:

- 1) при заданих дорожніх умовах ( $\psi$ ) визначають швидкість сталого руху і передачу, на якій можливий рух;
- 2) при заданій швидкості сталого руху знаходять передачі і дорожні умови, за яких можливий сталий рух автомобіля;
- 3) визначають максимальний підйом, що може подолати автомобіль на будь-якій передачі.

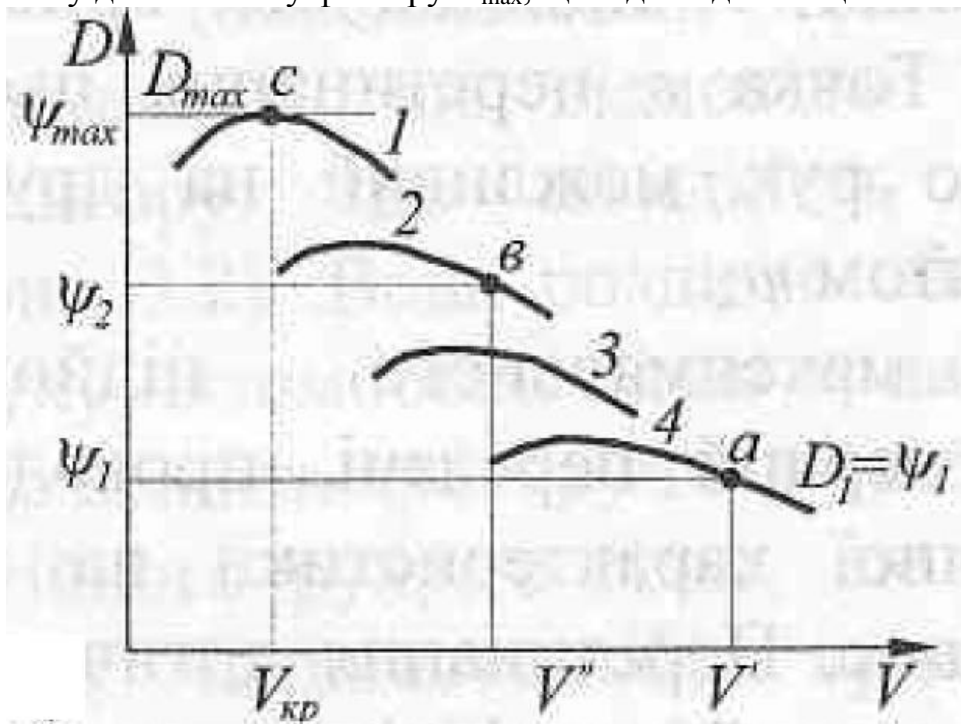
Розглянемо вирішення цих задач.

1). Нехай дорожні умови задані коефіцієнтом сумарного опору дороги  $\psi_1$ . Цю величину відкладаємо в масштабі динамічного фактора на осі ординат і проводимо з отриманої точки пряму, паралельну осі абсцис. Точка (а) перетинання прямої з однією з кривих динамічної характеристики дає швидкість  $V$  сталого руху, бо в ній  $D = \psi_1$ . Отже, при даних дорожніх умовах автомобіль може рухатися на четвертій передачі зі сталою швидкістю  $V'$ , а при зміні дорожніх умов передача і швидкість руху автомобіля будуть іншими.

2). Якщо задана швидкість сталого руху  $V''$ , то її величину відкладають по осі абсцис і відновлюють перпендикуляр до перетинання з відповідною кривою динамічної характеристики. Точка (в) перетинання цього перпендикуляра показує, що рух можливий на другій передачі по дорозі з коефіцієнтом  $\psi_2$ .

3). Для визначення максимального підйому, подоланого, наприклад, на першій передачі, проводять дотичну до кривої динамічної характеристики на цій передачі, рівнобіжну осі абсцис. Перетинання дотичної з віссю ординат дає

максимальний коефіцієнт сумарно опору дороги  $\psi_{max}$ , який дорівнює максимальному динамічному фактору  $D_{max}$ , що відповідає точці с.



**Рис.2 1** Динамічна характеристика автомобіля

Вирішуючи тригонометричне рівняння (2.4), знайдемо максимальний кут підйому  $\alpha_{max}$ , подоланого автомобілем.

$$D_{max} = \psi_{max} = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha$$

Звідси

$$D_{max} - \sin \alpha_{max} = f \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \alpha}$$

Вирішуючи квадратне рівняння знаходять

$$\sin \alpha_{max} = \frac{D_{max} - f \cdot \sqrt{1 + f^2 - D_{max}^2}}{1 + f^2}. \quad (2.11)$$

Для кутів  $\alpha < 10^\circ$ ,  $\tan \alpha_{max} \approx i = D_{max} - f$ .

Максимальний підйом визначають при сталій швидкості, що відповідає максимальному динамічному фактору. Цю швидкість називають *критичною*  $V_{кр}$ . Вона розділяє область стійкого і коливального руху автомобіля. Гілка кривої динамічної характеристики, що лежить праворуч від критичної швидкості, – це область стійкого руху, а гілка, що лежить ліворуч, – нестійкого.

Якщо автомобіль працює в області стійкого руху, то будь-яке збільшення навантаження і пов'язане з ним зниження швидкості зумовлює збільшення динамічного фактора і відновлення порушеної рівноваги між  $D$  і  $\psi$ . Якщо ж автомобіль працює в області нестійкого руху, то будь-яке збільшення навантаження призводить до зниження не тільки швидкості, а й динамічного фактора, що може викликати зупинку двигуна.

Тому при аналізі експлуатаційних можливостей автомобіля за динамічною характеристикою всі побудови роблять на правих гілках, тобто в областях стійкого руху.

Для визначення динамічного фактора автомобіля при різному ступені його завантаження будується **динамічний паспорт**.

Динамічний паспорт автомобіля – динамічна характеристика разом з номограмою навантажень і буксування (рисунок 2.2).

Динамічний фактор не повністю навантаженого (або спорядженого (порожнього)  $D_0$ ) автомобіля визначають:

$$D_x = \frac{P_K - P_w}{G_x} = \frac{P_K - P_w}{m_x \cdot g} \quad (2.12)$$

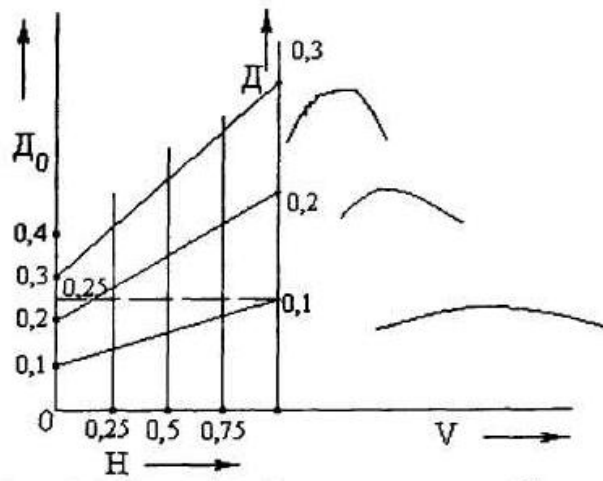
де  $D_x$ ,  $D_0$  – динамічні фактори не повністю навантаженого та спорядженого автомобіля;

$m_a$   $m_0$  – маси повна, спорядженого та завантаженого автомобіля.

$$D_x = D \cdot \frac{m}{m_x} \quad (2.13)$$

Співвідношення між динамічними факторами навантаженого і порожнього автомобілів записується як:  $D_0 = D \cdot \frac{m}{m_x}$ .

З аналізу формул (2.4), (2.12) видно, що динамічний фактор найбільшого значення досягає для порожнього автомобіля на першій передачі.



**Рис.2.2 Динамічний паспорт автомобіля**

Для побудови номограми навантажень  $M_0$  продовжують вліво ось абсцис динамічної характеристики автомобіля (рисунок 2.2), таким чином вона являє собою навантаження на автомобіль у відносних величинах (%). У її кінцевій точці ставимо нуль, що відповідає порожньому автомобілю, і проводимо вертикальну вісь, за якою визначаємо динамічний фактор порожнього автомобіля  $D_0$ .

Для визначення масштабу шкали динамічного фактора порожнього автомобіля скористаємося залежністю (2.13). Задавшись для навантаженого автомобіля динамічним фактором  $D = 0,1$ , визначимо динамічний фактор порожнього автомобіля. Нехай  $m_a = 20000$  кг;  $m_0 = 8000$  кг. Тоді динамічний фактор порожнього автомобіля дорівнює:

$$M_0 = 0,1 \cdot \frac{20000}{8000} = 0,25. \quad (2.14)$$

На вісі  $D_o$  проти точки  $D = 0,1$  ставимо  $0,25$ . Маючи дві точки  $0$  і  $0,25$  на вісі  $D_o$ , розіб'ємо шкалу  $D_o$  відповідним чином на значення  $0,1; 0,2; 0,3$  і т.д., відповідно до розмітки шкали  $D$ . З'єднаємо рівнозначні точки шкал.

Проведені похилі лінії, що сполучають рівнозначні точки на шкалах  $D_o$  і  $D$  динамічних факторів порожнього і навантаженого, автомобілів, перетинаючись зі шкалами  $D_{0,25}; D_{0,5}; D_{0,75}$  відповідно завантаженого автомобіля на 25%, 50% і 75%, визначають масштаби цих шкал.

Не завжди динамічний фактор, узятий з динамічної характеристики, може бути реалізований цілком для подолання опору дороги. Цьому перешкоджає недостатнє зчеплення ведучих коліс з дорогою.

Тому вводять поняття про **динамічний фактор за зчепленням** Його одержують заміною у рівнянні (2.4)  $P_k$  силою зчеплення ведучих коліс  $R_{z2} \cdot \varphi_x$ , тобто:

$$D_\varphi = \frac{R_{z2} \cdot \varphi_x - P_w}{G} \quad (2.15)$$

Оскільки буксування найбільш імовірно на нижчих передачах, коли швидкості автомобіля невеликі, опором повітря нехтують ( $P_w = 0$ ). Тоді

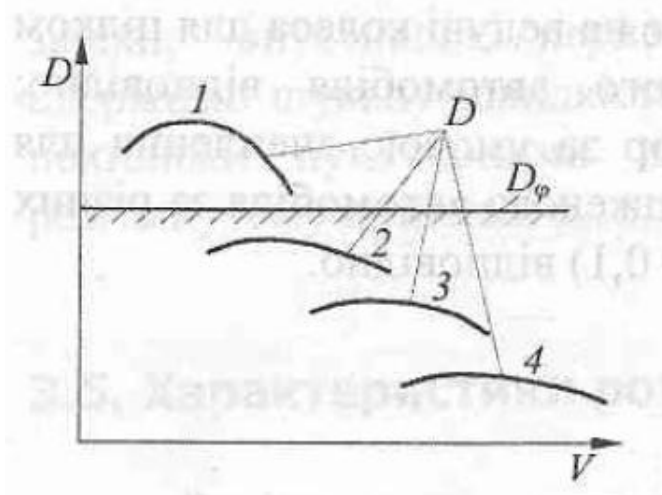
$$D_\varphi = \frac{R_{z2} \cdot \varphi_x}{G}$$

Умова можливості руху автомобіля записується як

$$D_\varphi \geq D \geq \psi. \quad (2.16)$$

При порушенні однієї з умов – рух автомобіля неможливий.

Для визначення можливості руху автомобіля без буксування коліс на динамічній характеристиці проводять горизонтальну лінію, що відповідає  $D_\varphi$  при заданому  $\varphi_x$ , як показано на рис. 2.3.



**Рис.2.3** Графік динамічної характеристики за умови реалізації зчпних властивостей

У зоні, розташованій нижче від лінії  $D_\varphi$ , умова виконується, і буксування ведучих коліс відсутнє. Зона, що знаходиться вище від лінії  $D_\varphi$ , визначає неможливість тривалого руху автомобіля при заданому значенні  $\varphi_x$ .



Таблиця 2.3 - Значення коефіцієнта зчеплення  $\varphi_x$ 

Дорожнє покриття	Стан	Коефіцієнт зчеплення
Асфальтобетон	сухий	0,7...0,8
	мокрый	0,45...0...0,55
Бруківка	суха	0,4...0...0,55
Щебенева	сухе	—
	мокре	0,3...0...0,5
Ґрунтова дорога	суха	0,4...0,6
	мокра	0,2...0...0,45
Пісок	сухий	0,2... 0,4
	мокрый	0,35...0...0,5
Сніг укочений		0,15...0...0,25
Гладкий лід		0,08...0,2

Щоб при кожній зміні навантаження й умов зчеплення коліс з дорогою не перераховувати величину  $D$  динамічну характеристику доповнюють номограмою навантажень і графіком контролю буксування (рис. 2.4), для побудови якого використовують формули:

$$D_{\varphi} = \frac{G_2}{G} \cdot \varphi_x; D_{0\varphi} = \frac{G_{02}}{G_0} \cdot \varphi_x, \quad (2.17)$$

де  $G_2$  і  $G_{02}$  - вага, що припадає на ведучі колеса для цілком завантаженого і спорядженого автомобіля відповідно,

$D_{\varphi}$  і  $D_{0\varphi}$  - динамічний фактор за умовою зчеплення для цілком завантаженого і спорядженого автомобіля за різних  $\varphi_x$  (побудову починають з  $\varphi_x = 0,1$ ) відповідно.

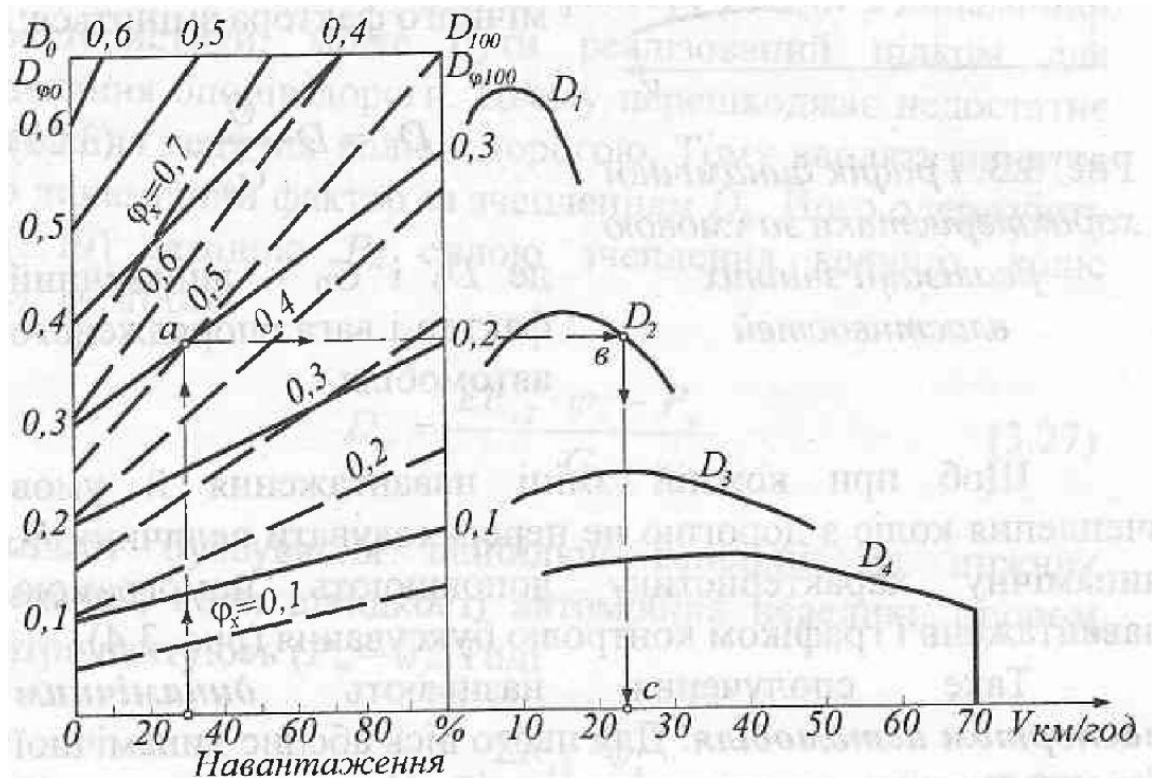
Значення  $D_{\varphi}$  відкладають на шкалі  $D$ , а значення  $D_{0\varphi}$  — на шкалі  $D_0$  і сполучають пунктирними лініями, на яких указують величину  $\varphi_x$ .

Розрахунок показників тягово-швидкісних властивостей за динамічним паспортом здійснюють таким чином.

Наприклад, для визначення  $V_{\max}$  з навантаженням  $H = 30\%$  при коефіцієнті сумарного опору дороги  $\psi = 0,3$  проводять вертикальну лінію через задане значення  $H$  (величина навантаження, %) на шкалі номограми до перетинання із суцільною прямою, що відповідає заданому  $\psi$  (точка  $a$ ). Далі з неї проводять горизонтальну лінію до перетинання з кривою у точці  $b$ .

Звідки, опустивши перпендикуляр на вісь абсцис, одержимо шукану швидкість (точка  $c$ ,  $V = 27$  км/год).

За похилими пунктирними лініями визначають  $\varphi_x$  (у розглянутому прикладі  $\varphi_{x\min} = 0,5$ ).



**Рис.2 4** Графік динамічного паспорту автомобіля

Для визначення часу і шляху розгону роблять наступні припущення:

Процес зрушення з місця і розгін автомобіля починається зі швидкості, що відповідає мінімальним обертам колінчастого вала на нижчій передачі коробки; двигун працює у режимі зовнішньої швидкісної характеристики.

Відомо, що прискорення дорівнює:

$$a = \frac{dV}{dt} \text{ або } dt = \frac{dV}{a}.$$

Якщо  $\Delta V = V_2 - V_1$ , що зображує приріст швидкості при розгоні від швидкості  $V_1$  до  $V_2$ , тоді очевидно  $\Delta t = \Delta t_{1,2}$  відповідає часу розгону від швидкості  $V_1$  до  $V_2$ .  $a_{сеп}$  – середнє прискорення в інтервалі швидкостей  $V_1$  і  $V_2$

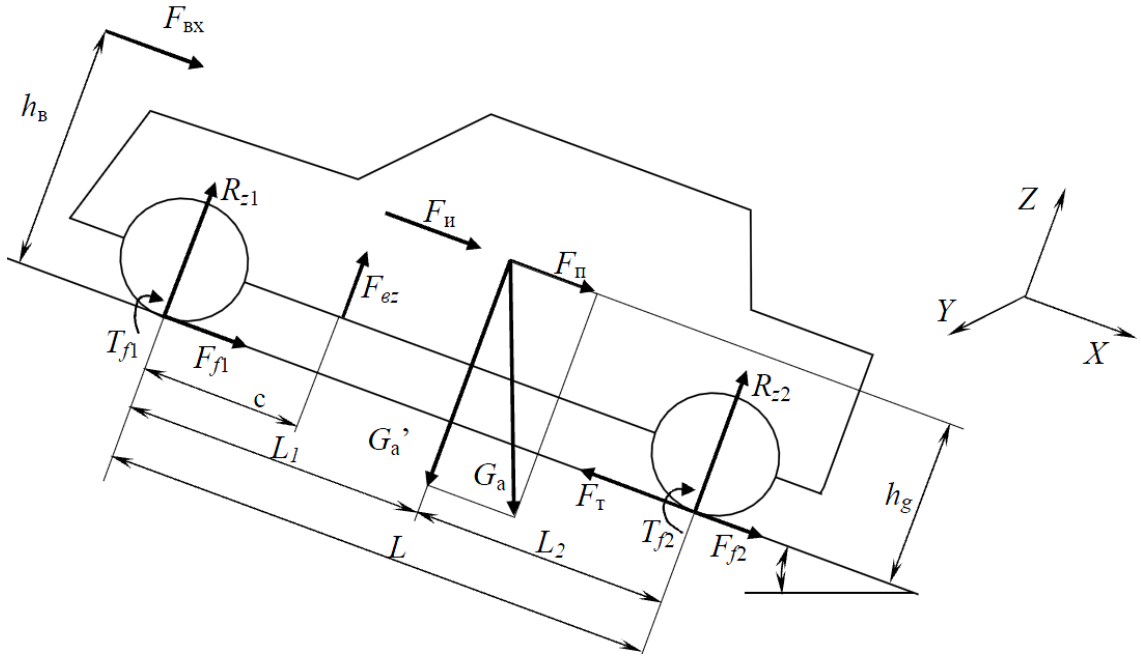
$$a_{сеп} = \frac{a_1 + a_2}{2},$$

де  $a_1$   $a_2$  – прискорення розгону при швидкостях руху відповідно  $V_1$  і  $V_2$ . Враховуючи, що динамічний фактор  $D$  розраховується по формулі (2.6), звідки прискорення руху автомобіля знаходять

$$a = \frac{dV}{dt} = (D - \psi) \cdot \frac{g}{\delta} \quad (2.18)$$

Інтегруванням даної залежності знаходять зростання швидкості розгону за деякий час, або цей час. Проведення графічного інтегрування наведено в книжці [2].

При розгоні автомобіля в гору (см. рисунок ) розподілення ваги змінюється (рис.2.5).



**Рис. 2.5** Схема до визначення перерозподілу навантаження по осях під час руху

Використовуючи рівняння рівноваги моментів відносно ведучих задніх коліс отримують вертикальну реакцію на передніх колесах:

$$R_{z1} = \frac{G_a \cdot L_2}{L} \left( \underbrace{\cos \alpha - \frac{h_g}{L_2} \cdot \sin \alpha}_{k_\alpha} - \underbrace{\frac{0,5 \cdot c_x \cdot \rho \cdot A \cdot V^2}{G_a \cdot L_2} \cdot h_g}_{k_\epsilon} - \underbrace{\frac{a}{g} \cdot \frac{h_g}{L_2}}_{k_{ii}} - \underbrace{f \cdot \frac{r_d}{L_2}}_{k_f} \right).$$

Момент  $T_{f1,2}$  з'являється при переносі  $R_{z1,2}$  в центр плями контакту колеса з дорогою.

$$T_{f1} + T_{f2} = f \cdot R_{z1} \cdot r_d + f \cdot R_{z2} \cdot r_d = G_a \cdot \cos \alpha \cdot f \cdot r_d$$

Порівнюючи вирази для знаходження  $R_{z1}$  останній та для горизонтальної площинки в статиці, замінимо суму коефіцієнтів на позначення  $m_g$ :

$$m_{g1} = k_\alpha + k_i + k_B + k_f$$

$k_\alpha$ ;  $k_\epsilon$ ;  $k_i$ ;  $k_f$  – коефіцієнти впливу відповідно підйому, опору повітря, прискоренню і опору коченню.

Отже, з врахуванням прийнятого позначення  $R_{z1} = m_{g1} \cdot G_a \cdot L_2/L$ .

Аналогічно для задніх коліс:

$$R_{z2} \cdot L - G_a \cdot \sin \alpha \cdot h_g - m_a \cdot a \cdot h_g - 0,5 \cdot c_x \cdot \rho \cdot A \cdot V^2 \cdot h_g - G_a \cdot \cos \alpha \cdot L_1 - T_{f1} - T_{f2} = 0$$

$$m_{g2} = k_{\alpha 2} + k_{\epsilon 2} + k_{i2} + k_{f2}.$$

$$R_{z2} = \frac{G_a \cdot L_1}{L} \left( \cos \alpha + \frac{h_g}{L_1} \cdot \sin \alpha + \frac{c_x \cdot \rho \cdot A \cdot V^2}{2 \cdot G_a \cdot L_1} \cdot h_g + \frac{a}{g} \cdot \frac{h_g}{L_1} + f \cdot \frac{r_d}{L_1} \right)$$

$$R_{z2} = m_{g2} G_a L_1/L.$$

Приклад значень коефіцієнтів перерозподілу нормальних реакцій  $m_g$  при старті автомобіля (сила тяги обмежена зчепленням  $\varphi_x = 0,75$  див. табл. 2.1; Аеродинаміка й ухил не враховані):

табл. 2.1. Зміна реакцій осей автомобіля залежно від типу приводу

	Передньо-привідні	Задньопривідні
$R_{z1}$	0,85	0,79
$R_{z2}$	1,15	1.21

### 2.3. Порядок виконання роботи

1. Розраховують колове зусилля  $P_K$  на кожній передачі при різних значеннях  $n$  від  $n_{min}$  до  $n_{max}$ , включаючи характерні точки  $n_M$ , та  $n_N$  (див. зовнішню швидкісну характеристику).
2. На передачах визначається швидкість  $V$  для кожного значення  $P_K$ .
3. Розраховують силу опору повітря  $P_n$ , інерційні та опору дороги
4. Розраховується динамічний фактор  $D$  на кожній передачі.
6. Побудувати динамічний паспорт автомобіля.
7. Проводять аналіз побудованих динамічної характеристики та динамічного паспорту автомобіля.
8. Для деяких умов проводять дослідження зміни розваговки, що припадає на різні осі
9. Виконують висновки по роботі.

### 2,4 Контрольні запитання

1. Що таке динамічний фактор, паспорт та характеристика та з якою метою їх використовують?
2. Які задачі дозволяє визначити динамічна характеристика, поясніть
3. Поясніть побудову динамічного паспорту та знайдіть для даних дорожніх умов і автомобіля можливу швидкість руху.
4. Запишіть рівняння тягового балансу.
5. За якими залежностями визначають коефіцієнт опору коченню?
6. Що таке сумарний опір дороги, як його визначають?
7. Записати залежності по зміні вертикального навантаження на осі для випадків прискореного режиму руху та під час руху вгору.
8. Пояснити що таке розваговка автомобіля та яким чином її знаходять?
9. Пояснити методику визначення прискорення руху автомобіля.

## Лабораторна робота №3

### Прохідність автомобіля

#### 3.1 Мета роботи

Ознайомлення з головною термінологією та задачами, які вирішують по розрахунку прохідності автомобіля.

#### 3.2 Теоретичні відомості

Під *прохідністю автомобіля* розуміють його рухливість та здатність виконання транспортних робіт у конкретних умовах.

Прохідність буває *профільна* та *опорна*.

##### 1. Профільна прохідність

Автомобілі за прохідністю класифікують на дорожні, підвищеної та високої прохідності.

Табл. 3.1 Показники профільної прохідності

Автомобілі	Колісна формула	Питома потужність, кВт/т	тиск на ґрунт, МПа
Дорожні	4><2; 6x2; 6x4; 8x4	9,5...20	$p = 0,15...0,35$
Підвищеної прохідності	4x4; 6x6	15...30 кВт/т	$p = 0,04...0,1$
Високої прохідності	8x8; 10x10	25...40	$p < 0,02$

##### Загальні вимоги

Профільна прохідність характеризує можливість автомобіля долати нерівності шляху, перешкоди й вписуватися в полосу руху.

Оціночні показники профільної прохідності за ГОСТ22653-77:

1. Дорожній просвіт (кліренс);
2. передній  $\gamma_1$  та задній звіси;
3. Кути переднього  $\gamma_1$  та заднього  $\gamma_2$  звівів;
4. Поздовжній радіус прохідності
5. Найбільший кут підйому, що долається  $\alpha$ ;
6. Найбільший кут косягору, що долається  $\rho$ ;

По ГОСТ2345-75 и 12405-74

7. Кути гнучкості автопоїзда;

По РТМ 37.001.039-77

8. Ширина рову, що долається;
9. Висота бордюру (стілки); що долається

По ОСТ37.001.061-74

10. Глибина броду, що долається;

Крім того широко використовують:

11. Поперечний радіус прохідності  $R_2$ ;
12. Кут перекосу мостів (діагональне вивішування);
13. Коефіцієнт співпадіння слідів передніх и задніх коліс.

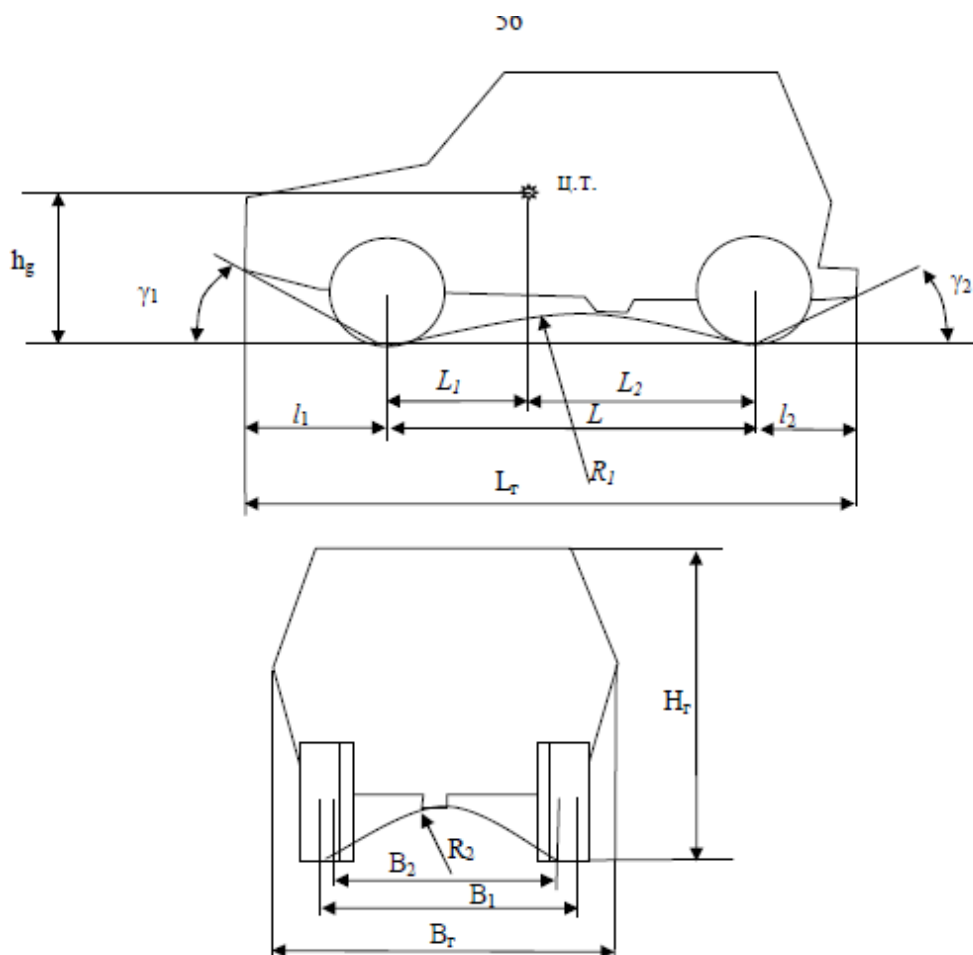


Рис. 3.1 Оціночні показники профільної прохідності.

## 2. Опорна прохідність

Наука - механіка ґрунтів - займається дослідженням їх несучої здатності, на яку впливають: розміри частинок та склад; вологість; пористість; щільність та інші механічні характеристики.

За розмірами частинок ґрунти поділяють на:

- Глинисті - до 0,005 мм
- Пилуваті - 0,005 ... 0,05 мм
- Піщані 0,05 ... 2,0 мм

Табл. 3.2. Класифікація ґрунтів за складом.

Ґрунти		Вміст глинистих часток (частки, розміром до 0,005 мм), %
Пов'язані	Глина	30
	Суглинок	30...12
	Супісь	12...3
Сипучі	Пісок	Менш 3

Крім того, існують ще й торф, мул, та інші.

### Характеристики ґрунтів:

Розрізняють абсолютну та відносну вологість.

- Абсолютна вологість - відношення маси води до маси сухої речовини.
- Відносна вологість - це відношення вмісту вологи до повної вологоємності ґрунту при даній пористості.

Залежно від вологості ґрунти можуть бути:

- Твердими (характеризується межею пластичності  $W_n$ );
- Пластичними (характеризується межею плинності  $W_T$ );
- Текучими.

При незначній вологості зв'язність ґрунту зростає. Подальше збільшення вологості тільки знижує зв'язність. *Наприклад*, по піщаному пляжу на легковому автомобілі можна їхати тільки по вологому піску, на сухому - автомобіль «заривається», зупинка на мокрому піску поблизу смуги прибою веде до занурення коліс в пісок.

Пористість - відношення об'ємів пор та «скелета»; ґрунти поділяють на:

- пашню (розпушений ґрунт);
- задернований (стерня, луг);
- ущільнений (ґрунтова дорога).

Сніг значно змінює властивості (щільність) залежно від зовнішніх умов.

*Механічні характеристики ґрунтів*: нормальна та дотична реформованість.

Нормальна і дотична деформованість тісно пов'язані між собою для всіх ґрунтів, крім піску.

**Глибина колії  $h$**  (деформації) у ґрунті під дією тиску  $p$  [ $\text{кгс}/\text{см}^2$ ] визначається за емпіричної залежності *Летшинева* (рис.3.2):

$$h = \mu \sqrt{\frac{p}{C_0}}, \quad (p, h, [\text{см}]) \quad (3.1)$$

де  $C_0$  - коефіцієнт осадки;  $\mu$  - коефіцієнт ущільнення (табл.3.3 та 3.4).

Або

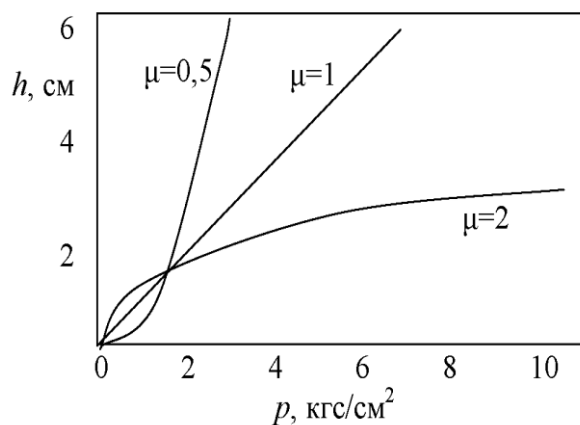


Рис.3.2. Залежність глибини колії від тиску у шині та коефіцієнту ущільнення  $\mu$ .

Коефіцієнт опору коченню колеса ґрунту, що деформується:

$$f_{кз} = \frac{3}{(\mu + 1) \cdot (3 - \mu)} \cdot \sqrt{\frac{h}{2 \cdot r_0}}, \text{ где } h, r_0 - [\text{см}]. \quad (3.2)$$

Тиск на ґрунт в першому наближенні приймають рівним тиску у шині.

Табл.3.3 Значення коефіцієнту ущільнення  $\mu$  ґрунту залежно від стану та відносної вологості.

Вологість	1	0,5	менш 0,5	
(стан ґрунту)	(Текучий)	(пластичний)	Ущільнений	
Приклад	Бруд (рідкий)	Пластичний зв'язний ґрунт, сухий пісок	Сухий зв'язний ґрунт	Пухкий ущільнений ґрунт
$\mu =$	0	0,5	1	1...2

Табл. 3.4 Значення Коефіцієнту усадки  $C_0$  для ґрунтів

Ґрунт	Відносна вологість		
	0,5	0,5...1	1
Пісок	1,0...1,5	-	-
Супісь	10..15	2...6	0,5...1
Суглинок		1...5	
Глина		1...2	

### коефіцієнт зчеплення колеса з ґрунтом.

Властивість ґрунту чинити опір горизонтальному руху під дією дотичної реакції в зоні зчеплення з колесом (зчіпні властивості ґрунту) визначають по залежності Кулона:  $\tau = p \cdot \text{tg } \rho + C_r$

де  $\tau$  - питомий опір ґрунту зсуву, кгс/см<sup>2</sup>;  $p$  - тиск на ґрунт, кгс/см<sup>2</sup>;  $\rho$  - кут внутрішнього тертя ґрунту;  $C_r$  - питомий опір ґрунту зрушенню (зсуву), кгс/см<sup>2</sup>.  
Замінімо  $f_r = \text{tg } \rho$  - коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту.

Однак, слід врахувати:

1. Напруження зрізу ґрунту.  $\tau = \frac{R_x}{S}$ , де  $S$  - площа плями контакту.

2. Тиск на ґрунт:  $p = \frac{R_z}{S}$ .

3. Перетворимо залежність Кулона, поділивши на  $p$ :  $\tau \cdot \frac{1}{p} = \text{tg } \rho + \frac{C_r}{p}$

4. Замінімо ліву частину  $\tau/p = \frac{R_x}{S} \cdot \frac{S}{R_z} = \text{tg } \rho + \frac{C_r}{p}$

5. Враховуючи, що  $R_x / R_z = \varphi_r$  і  $\text{tg } \rho = f_r$ , остаточно отримаємо:



$$\varphi_{\Gamma} = f_{\Gamma} + \frac{C_{\Gamma}}{\rho}. \quad (3.3)$$

Табл. 3.5. Опір ґрунту зсуву (зчіпні властивості) - ґрунт не пластичний

Ґрунт	Відносна вологість W							
	W < W <sub>п</sub>		W = W <sub>п</sub>		W = 0.6W <sub>т</sub>		W = W <sub>т</sub>	
	f <sub>Г</sub>	C <sub>Г</sub>	f <sub>Г</sub>	C <sub>Г</sub>	f <sub>Г</sub>	C <sub>Г</sub>	f <sub>Г</sub>	C <sub>Г</sub>
Пісок	0,62	-	-	-	0,58	-	-	-
Супесь	0,51	0,45	0,42	0,35	0,37	0,2	0,3	0,08
Суглинок	0,42	0,8	0,36	0,6	0,27	0,25	0,2	0,11
Ґлина	0,28	1,12	0,2	0,75	0,18	0,4	0,05	0,1

Приклад:

Легковий автомобіль ( $m_a = 1450$  кг;  $K_{сц} = 0,5$ ;  $p = 2$  кгс/см<sup>2</sup>;  $r_c = 30$  см)  
рухається по рихлому ґрунті ( $\mu = 0,5$ ;  $C_0 = 1$ ;  $C_2 = 0,1$ ;  $f_2 = 0,2$ ).

Глибина колії (3.2):

$$h = \mu \frac{p}{C_0} = 0,5 \frac{2}{1} = 1 \text{ см.}$$

Коефіцієнт опору ґрунту кочення (3.3):

$$f_{кг} = \frac{3}{(\mu + 1) \cdot (3 - \mu)} \cdot \frac{p}{2 \cdot r_k} = \frac{3}{(0,5 + 1) \cdot (3 - 0,5)} \cdot \frac{4}{2 \cdot 30} = 0,207$$

Сила опору коченню по ґрунті:  $F_k = G_a \cdot f_{кг} = 14500 \cdot 0,207 = 3000$  Н

Коефіцієнт зчеплення коліс за умовою зрізу ґрунту:

$$\varphi = f_{\Gamma} + C_{\Gamma}/p = 0,2 + 0,1/2 = 0,25.$$

Гранична сила тяги на ґрунті:

$$F_T = G_a \cdot K_{сц} \cdot \varphi = 14500 \cdot 0,5 \cdot 0,25 = 1810 \text{ Н.}$$

$F_k > F_T$  – рух неможливий.

**Розглянемо шляхи підвищення прохідності.**

а) «Знижують» тиск до 1 атм, тоді  $h = 1$  см;  $f_{кг} = 0,103$ ;

$$F_k = 14500 \cdot 0,103 = 1490 \text{ Н; } \varphi = 0,3; F_T = 2175 \text{ Н.}$$

$F_k < F_T$  – рух можливий.

б) «Збільшують зчіпну вагу» (включити передній міст)

$$F_T = 14500 \cdot 1 \cdot 0,25 = 3625 \text{ Н. } F_k > F_T \text{ – рух можливий.}$$

### 3.3. Вплив диференціалів на прохідність.

При криволінійному русі автомобіля ліве і праве колеса ведучого моста проходять різні відстані, тому, для виключення ковзання коліс щодо опорної поверхні, вони повинні обертатися з різними кутовими швидкостями 1, с.441 . При прямолінійному русі пройдені ними шляхи також різняться, що обумовлено нерівностями дороги під лівим і правим колесами. Крім того, кутові швидкості їх обертання повинні відрізнятися через неминуче відмінності вільних радіусів шин, обумовлених похибками виготовлення, різним зносом протекторів.

#### 3.1. Симетричний диференціал

На рисунку 3.3 цифрами 2 позначені центральні зубчаті колеса, літерою  $h$  - водило, цифрою 4 - сателіти, цифрами 5 і 6 - півосі, цифрами 7 і 8 - провідні н ведені шестерні головної передачі.

Кінематичні властивості диференціала описуються рівнянням:

$$\omega_a - K\omega_b - (1 - K)\omega_h = 0,$$

де  $\omega_a, \omega_b$  - кутові швидкості півосей (центральної зубчастих коліс);  $\omega_h$  - кутова швидкість водила (корпусу диференціала);  $K$  - кінематичний параметр.

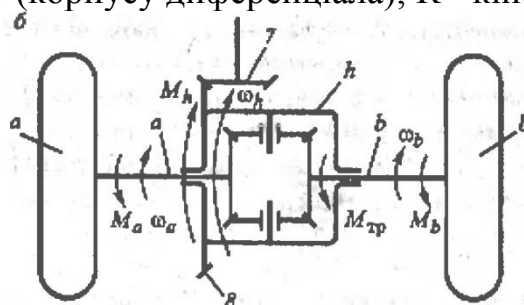


Рис. 3.3, кінематична схема простого конічного диференціалу

Кінематичний параметр являє собою внутрішнє передавальне число між центральними зубчастими колесами  $a$  і  $b$  при зупиненому водилі, тобто при  $\omega_h = 0$ . Значення кінематичного параметра обчислюють згідно формули, яка відображає одну з основних властивостей симетричного диференціалу – кутова швидкість водила дорівнює пів-сумі кутових швидкостей центральних зубчастих коліс.:

$$K = \frac{\omega_a}{\omega_b} = -1.$$

$$\omega_h = \frac{\omega_a + \omega_b}{2}.$$

З формули також випливає наступна властивість: якщо одне з центральних зубчастих коліс зупинено, то друге має кутову швидкість в 2 рази більшу, ніж швидкість водила.

*Друга важлива властивість* простого конічного диференціала: моменти на центральних зубчастих колесах рівні між собою. Це означає, що якщо не враховувати внутрішнє тертя в диференціалі, то простий конічний диференціал розподіляє крутний момент, що підводиться до нього порівну між обома півосями - лівою і правою.

Під час руху автомобіля у важких дорожніх умовах велика імовірність попадання коліс на ділянки доріг з різним коефіцієнтом зчеплення. У такому

випадку симетричний диференціал знижує прохідність автомобіля, тому що перерозподіляє крутний момент на користь колеса, яке підпадає під менший опір коченню:

$$R_x = 0.5 \cdot R_{z2} \cdot \varphi_{\min}. \text{ момент } T' = R_x \cdot r_0$$

На другому колесі момент буде дорівнює моменту першого (диференціал зрівнює моменти):

$$T = T'' \text{ звідси } R''_x = T''/r_0.$$

Фактична дотична реакція колеса

$$R_{x2} = R_x + P_x = R_{z2} \cdot \varphi_{\min}.$$

**Потенційна можливість колеса з реалізації дотичної реакції другого колеса:**

$$R_x = 0.5 \cdot R_{z2} \cdot \varphi_{\max}.$$

Таким чином, потенційні можливості осі визначаються середнім коефіцієнтом зчеплення коліс:

$$R_x = R_x + R_x = R_{z2} \cdot (\varphi_{\min} + \varphi_{\max})/2.$$

Простий симетричний диференціал зменшує сумарну дотичну реакцію в  $\gamma_x$

разів:

$$\gamma_x = \frac{\varphi_{\max} + \varphi_{\min}}{2 \cdot \varphi_{\min}}$$

$$T_0 = T' + T''$$

Існують 3 способи боротьби з «недоліком» диференціала:

1. Застосування диференціалів з підвищеним внутрішнім тертям (наприклад, шнековий, кулачковий, з фрикційними шайбами);
2. Застосування замість диференціалу здвоєної муфти вільного ходу;
3. Примусове блокування диференціалу.

### 3.3.2. Диференціал підвищеного тертя

Якщо врахувати тертя в диференціалі, то потужність  $P_0$ , підведена до диференціалу розділяється на три потоки: на забігаюче  $P'$  і відстаючу  $P''$  напівосьові шестерні, а також розсіюється у вигляді теплоти.

Баланс потужності диференціалу підвищеного тертя виглядає наступним чином

$$P_0 = P' + P'' + P_r$$

Т.к  $P_0 = T_0 \cdot \omega_0$ ;

$$P'' = T'' \cdot \omega''; P' = T' \cdot \omega'$$

Потужність внутрішнього тертя являє собою добуток моменту внутрішнього тертя на різницю частот обертання півосей:

$$P_r = T_r \cdot (\omega' - \omega'').$$

Баланс потужності диференціалу прийме вигляд:

$$T_0 \cdot \omega_0 = T' \cdot \omega' + T'' \cdot \omega'' + T_r \cdot (\omega' - \omega'').$$

Зазвичай диференціал забезпечує постійний зв'язок частот в механізмі:

$\omega_0 = \frac{\omega'' + \omega'}{2}$ . Тому виразимо момент на відстаючій півосі через приведений момент і момент на колесі, що забігає:  $T = T_0 - T_r$  і підставимо його в баланс потужності:

$$T_0 \cdot \omega_0 = T'' \cdot \omega' + (T_0 - T'') \cdot \omega + T_r \cdot (\omega - \omega).$$

$$T = T_0 \frac{\omega_0 - \omega}{\omega' - \omega''} - T_r$$

Підставивши  $\omega_0 = \frac{\omega'' + \omega'}{2}$  отримаємо

$$T = T_0 \frac{\frac{\omega' + \omega''}{2} - \omega''}{\omega' - \omega''} - T_r = T_0 \frac{\omega' + \omega'' - 2 \cdot \omega''}{2 \cdot (\omega' - \omega'')} - T_r.$$

Остаточно отримуємо

$$T = 0,5 \cdot T_0 - T_r \text{ і } T = 0,5 \cdot T_0 + T_r$$

Таким чином, момент тертя в диференціалі збільшує момент на відстаючому колесі, і зменшує на забігаючому.

### Оцінка блокувальних властивостей диференціалів

Історично склалися три коефіцієнти блокування:

1.  $K_{\text{бл1}} = \frac{T_r}{T_0}$ .  $K_{\text{бл1}} = 0 \dots 1$
2.  $K_{\text{бл2}} = \frac{T''}{T_0}$ .  $K_{\text{бл2}} = 0,5 \dots 1$
3.  $K_{\text{бл}} = \frac{T''}{T''}$ .  $K_{\text{бл}} = 1 \dots \infty$

Третій коефіцієнт (найбільш зручний) отримав широке застосування.

Якщо прийняти, що максимальне значення коефіцієнта зчеплення з дорогою  $\varphi_{\text{max}} = 0,8$ , а мінімальне  $\varphi_{\text{min}} = 0,1$ , то максимальне значення коефіцієнта блокування має перевищувати 8. У реальних дорожніх умовах  $\varphi_{\text{max}} = 0,6$  і  $\varphi_{\text{min}} = 0,15$ . Таким чином,  $K_{\text{бл}} = 4$ . Такий коефіцієнт у кулачкового диференціала ГАЗ-66.

Однак при діагональному вивішуванні коліс такий диференціал не допоможе. Потрібен  $K_{\text{бл}} = 8 \dots 10$  і навіть до 12.

### ККД диференціалу підвищеного тертя

$$\eta = \frac{P_o - P_r}{P_o}$$

У більшості механізмів момент внутрішнього тертя пропорційний підведеному моменту:  $T_r = A \cdot T_0$ , де  $A$  - шуканий коефіцієнт пропорційності (який потрібно знайти).

$$P_r = A \cdot T_0 \cdot (\omega - \omega').$$

Введемо позначення  $i = \frac{\omega}{\omega_0}$  відношення кутових швидкостей півосьових шестерень диференціалу.

Тоді  $\omega - \omega_0 = \omega \cdot (1 - i)$ .

Так як  $\omega + \omega_0 = 2 \cdot \omega_0$ , то  $\omega_0 = \omega \cdot 0,5 \cdot (1 - i)$

Враховуючи раніше отримані  $T = 0,5 \cdot T_0 - T \cdot i$  і  $T = 0,5 \cdot T_0 + T$

Підставивши в них  $T_r$ . Отримаємо

$$T = 0,5 \cdot T_0(1 - 2A) \quad \text{і} \quad T = 0,5 \cdot T_0(1 + 2A)$$

Поділимо  $T''$  на  $T'$  отримаємо:

$$K_{\text{бл}} = \frac{1 + 2 \cdot A}{1 - 2 \cdot A} \quad \text{Звідки} \quad A = \frac{K_{\text{бл}} - 1}{2(K_{\text{бл}} + 1)}$$

Остаточно отримуємо:

$$\eta = 1 - \frac{K_{\text{бл}} - 1}{K_{\text{бл}} + 1} \cdot \frac{i - 1}{i + 1}$$

*Приклад:* Всюдихід повертає  $R = 30$  м, колія  $B = 1,7$  м.

$i = (R + 0,5 \cdot B) / (R - 0,5 \cdot B)$ .

$i = 1,06$ . Если  $K_{\text{бл}} = 8$ , то ККД

$$\eta = 1 - \frac{8 - 1}{8 + 1} \cdot \frac{1,06 - 1}{1,06 + 1} = 0,9773$$

Якщо  $R = 5$  м, то  $\eta = 0,868$ .

Таким чином, ККД диференціалів підвищеного тертя досить високий.

### 3.4. Примусове блокування диференціалів

Конструктивне виконання жорсткого блокування диференціала істотно простіше і більш технологічніше диференціала підвищеного тертя. Однак автомобіль з усіма заблокованими диференціалами стає практично некерованим! Крім того, застосування жорсткого блокування призводить до появи вкрай небажаних «паразитних» потужностей, особливо істотних на дорогах із середнім і високим коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою.

Тим більше, що керуваність первинна на високих швидкостях, а не в важко прохідних умовах.

#### 3.4.1. Паразитна потужність в заблокованому мості

Для оцінки величини «паразитних потужностей» розглянемо силові умови кочення внутрішнього і зовнішнього (по відношенню до центру повороту) коліс.

Знайдемо кінематичне неузгодженість коліс в повороті з середнім радіусом  $R$  при заблокованому диференціалі некерованого моста (число оборотів  $n$  коліс однаково, але різні радіуси коліс, що котяться без ковзання).

Шлях, пройдений зовнішнім і внутрішнім колесами:

$$l_n = \pi \cdot r_{\text{кн}} \cdot n \quad l_{\text{вн}} = \pi \cdot r_{\text{квн}} \cdot n \Rightarrow \frac{l_n}{\pi \cdot r_{\text{кн}}} = \frac{l_{\text{вн}}}{\pi \cdot r_{\text{квн}}}$$

Враховуючи, що  $l_n = \pi \cdot (R + B/2)$  і  $l_{BH} = \pi \cdot (R - B/2)$  де  $B$  - колія, отримаємо

$$\frac{R + \frac{B}{2}}{r_{KH}} = \frac{R - \frac{B}{2}}{r_{KBH}}$$

Введемо середній радіус шин  $r_{KCP} = r_{KBH(H)} \pm \delta_{r2}/2$ . Тоді

$$\frac{R + \frac{B}{2}}{r_{KCP} + \frac{\delta_{r2}}{2}} = \frac{R - \frac{B}{2}}{r_{KCP} - \frac{\delta_{r2}}{2}} \Rightarrow$$

$$\left(R + \frac{B}{2}\right) \cdot \left(r_{KCP} - \frac{\delta_{r2}}{2}\right) = \left(R - \frac{B}{2}\right) \cdot \left(r_{KCP} + \frac{\delta_{r2}}{2}\right) \Rightarrow \delta_{r2} = r_{KCP} \frac{B}{R}$$

З іншого боку  $r_{KCP}$  можна виразити через силову залежність:

$$r_{KCP} = r_{KO} - \lambda_x \frac{F_{K2}}{2}$$

де  $F_{K2}$  - сумарна сила тяги на колесах моста;  $\lambda_x$  - тангенціальна еластичністю шини, мм / Н.

Необхідну силу тяги на колесах визначимо без урахування аеродинамічної складової:

$$F_{K2} = G_a \cdot f_R$$

де  $f_R$  - коефіцієнт опору коченню колеса в повороті:

$$f_R = f_k \cdot \left(1 + \frac{V^2}{\varphi_x \cdot g \cdot R}\right) = f_0 \cdot (1 + A_f \cdot V^2) \cdot \left(1 + \frac{V^2}{\varphi_x \cdot g \cdot R}\right).$$

Крутний момент на колесах ведучого моста змінюють значення радіусів коліс:

$r_{KH} = r_{KC} - \lambda_x \cdot F_{K2}^H$  і  $r_{KBH} = r_{BC} - \lambda_x \cdot F_{K2}^{BH}$ , звідси

$$F_{K2}^{BH} - F_{K2}^H = \frac{r_{KC} - r_{KBH}}{\lambda_x} + \frac{r_{KH} - r_{KC}}{\lambda_x} = \frac{\delta_{r2}}{\lambda_x} = r_{KCP} \frac{B}{\lambda_x \cdot R}.$$

Суми реакцій на ведучих колесах повинно вистачити для подолання зовнішнього опору  $F_{K2}^{BH} + F_{K2}^H = F_{K2}$

Вирішуючи два останні рівняння спільно, отримаємо:

$$F_{K2}^{BH} = \frac{F_{K2} + \frac{\delta_{r2}}{\lambda_x}}{2} \quad \text{и} \quad F_{K2}^H = \frac{F_{K2} - \frac{\delta_{r2}}{\lambda_x}}{2}.$$

Крутний момент на колесах буде дорівнювати:

$$T_2^H = F_2^H \cdot r_{rc} \quad \text{и} \quad T_2^{BH} = F_2^{BH} \cdot r_{rc}$$

Як бачимо,  $F_{к2}^{BH}$  і  $F_{к2}^H$  істотно відрізняються за величиною і навіть по знаку (при великих неузгодженнях  $\delta_{r2}$ ).

У контурі «колеса - півосі - напівосьові шестерні - чашка диференціала» циркулює потужність, що значно перевищує за величиною потужність зовнішнього опору!

Циркуляція паразитних потужностей призводить до значного перевантаження елементів трансмісії, зростає знос шин.

*Приклад:*

$M_a = 10000$  кг;  $R = 8$  м;  $B = 1,7$  м;  $r_{кc} = 0,5$  м;  $\lambda_x = 0,005$  мм/Н;  $f_R = 0,02$ .

60% навантаження на задню вісь:  $G_{к2} = 29400$  Н;  $G_{к1} = 19600$  Н.

Автомобіль задньопривідний.

Опір руху:

$$F_{к2} = G_a \cdot f_R = 10000 \cdot 9,8 \cdot 0,02 = 1960 \text{ Н.}$$

Кінематична неузгодженість кочення коліс:

$$\delta_{r2} = \left( r_{кc} - \lambda_x \frac{F_{к2}}{2} \right) \frac{B}{R} = \left( 500 - 0,005 \frac{1960}{2} \right) \frac{1,7}{8} = 104,17 \text{ мм.}$$

Тоді сила тяги буде дорівнювати:

$$F_{к2}^{вн} = \frac{F_{к2} + \frac{\delta_{r2}}{\lambda_x} \cdot 1960}{2} = \frac{1960 + \frac{104,17}{0,005}}{2} = 11397 \text{ Н} \quad \text{и} \quad F_{к2}^H = \frac{1960 - \frac{104,17}{0,005}}{2} = -9437 \text{ Н.}$$

Відповідні моменти:

$$T_2^H = F_2^H \cdot r_{вс} = -9437 \cdot 0,5 = -4718,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad \text{і} \quad T_2^{BH} = F_2^{BH} \cdot r_{вс} = 11397 \cdot 0,5 = 5698,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

При швидкості 9 км / год (2,5 м / с) швидкість колеса  $\omega = 5$  рад / с, тоді паразитна потужність:

$$P_{пар} = T_2^H \cdot \omega = -4718,5 \cdot 5 = 23592,5 \text{ Вт}$$

#### 2.4.2. Паразитна потужність в трансмісії із заблокованим диференціалом в роздавальної коробці

Кінематическое неузгодженість мостів:

$$\delta_{r_{рк}} = r_{ксп} \cdot \frac{2 \cdot \left( 1 - \cos \arctg \frac{L}{R} \right)}{1 + \cos \arctg \frac{L}{R}}.$$

Кінематична неузгодженість керованого моста

$$\delta_{r1} = \frac{r_{ксп}}{R \cdot \cos \arctg \frac{L}{R}} \left[ \left( R + \frac{B}{2} \right) \cdot \cos \arctg \frac{L}{R + \frac{B}{2}} - \left( R - \frac{B}{2} \right) \cdot \cos \arctg \frac{L}{R - \frac{B}{2}} \right].$$

Кінематична неузгодженість некерованого моста

$$\delta_{r2} = \left( r_{кc} - \lambda_x \frac{F_{к2}}{2} \right) \frac{B}{R}.$$

На тяговому режимі під час криволінійного руху обертові моменти на зовнішньому  $M_{к.н}$  та внутрішньому  $M_{кв}$  (забігаючому та відстаючому) колесах

можуть бути різними, що залежить від коефіцієнту блокування міжколісного диференціала  $k_{\text{бл}}$ , що визначається з виразу:

$$k_{\text{бл}} = \frac{M_{\text{кв}} - M_{\text{кн}}}{M_{\text{кн}} + M_{\text{кв}}} = \frac{M_{\text{кв}} - M_{\text{кн}}}{M_{\text{кв}}} \quad (9)$$

де  $M_{\text{к}}$  — сумарний обертовий момент, що підведений до обох коліс ведучого мосту.

На основі формули (9) отримують наступні вирази для визначення моментів на ведучих колесах:

$$M_{\text{к.в}} = 0,5 \cdot M_{\text{к}} \cdot (1 + k_{\text{бл}}); \quad (9.36)$$

$$M_{\text{к.н}} = 0,5 \cdot M_{\text{к}} \cdot (1 - k_{\text{бл}})$$

У зв'язку із відмінністю моментів на ведучих колесах розрізняються також поздовжні реакції дороги на ці колеса  $R_{\text{зЛн}}$  і  $R_{\text{зЛв}}$ . В результаті виникає момент опору повороту:  $M_{\text{оп}} = \frac{B \cdot (M_{\text{кв}} - M_{\text{кн}})}{r_{\text{к}}}$ ,

де  $B$  — колея ведучого моста,

Із врахуванням виразу (9) отримують наступну формулу для обчислення моменту опору повороту:

$$M_{\text{оп}} = \frac{B \cdot M_{\text{к}} \cdot k_{\text{бл}}}{r_{\text{к}}}$$

У *конічного шестеренного* диференціалу в середньому складає біля  $k_{\text{бл}} \approx 0,05$ , тому відмінність моментів  $M_{\text{к.в}}$  і  $M_{\text{к.н}}$  незначна та момент  $M_{\text{к}}$  практично не оказує вплив на поворот автомобіля.

Диференціали *підвішеного тертя* можуть створювати значні моменти опору повороту. У диференціалу з *муфтами вільного ходу*  $k_{\text{бл}} = 1$ , на повороте такої диференціал передає вращаючий момент тільки внутрішньому колесу, поэтому создается момент сопротивления поворота

$$M_{\text{оп}} = \frac{B \cdot M_{\text{к}}}{r_{\text{к}}}$$

### Контрольні запитання

1. Які основні властивості конічного диференціалу.
2. Які переваги та недоліки диференціалів.
3. Для чого використовують блокування диференціалів
4. Що таке коефіцієнт блокування диференціалу?
5. Що таке паразитна потужність в трансмісії



## Лабораторна робота № 4

### Плавність руху автомобіля

#### 4.1 Мета роботи

#### 4.1 Мета роботи

**Знайомство з основними показниками плавності руху та оволодіння студентами основ методики розрахунку припустимих коливань автомобіля.**

#### 4.2 Теоретичні відомості

Плавність руху – сукупність властивостей автомобіля, що забезпечують обмеження вібраційного завантаження водія, пасажирів, вантажу, елементів шасі кузова в діапазоні експлуатаційних швидкостей на рівні, при якому не виникають неприємні сприйняття й швидка утомлюваність у людей та пошкодження вантажів и елементів конструкції автомобіля.

Від плавності руху залежать: комфортність людей; збереженість вантажів; надійність; середня швидкість руху; продуктивність та собівартість перевезень.

Норми вібраційного завантаження визначені в стандартах: ІСО 2631-78 та ГОСТ 12.1.012-90. також в ОСТ 37.001.275-84 и ОСТ 37.001.291-84.

В міжнародному стандарті ІСО 2631-78 передбачено три критерії вібраційного завантаження людини:

1. «Межа впливу» – рівень вібрацій, при якому ще забезпечується збереження здоров'я людини, відповідає приблизно половині рівня болювого порогу у людини на віброуючому сидінні.

2. «Границя зниження продуктивності праці від утомлюваності» – рівень вібрацій, перевищування якого веде до значного зниження продуктивності роботи водія.

3. «Поріг зниження комфорту» – рівень вібрацій, при якому ще можна їсти, читати, писати. Вимірювачі вібраційного завантаження: інтенсивність (вібро-прискорення)  $m/s^2$ , частота Гц; напрям; час, хвилин, годин.

Людський організм сприймає коливання залежно від частоти по-різному. У зоні низьких частот сприйняття коливань пропорційне прискоренням, у зоні середніх частот - швидкостями, а в зоні високих частот - переміщенням. Вважається [2,3], що людина найбільш чутлива до вертикальних коливань у діапазоні частот 4-8 Гц і горизонтальних 1-2 Гц, тому норми припустимих вібраційних прискорень і швидкостей неоднакові для різних частот коливань. Частоти групують в октавні смуги, кожна з яких визначається середньою геометричною величиною

граничних для даної смуги частот.

Нормативні вимоги прискорень у перших п'яти октавних смугах (за тривалості робочого дня 8 год), що виникають при русі різних автомобілів, наведено в табл. 4.1.

Під час руху автомобіля можна виділити чотири види коливань:

1. Підплигування – вертикальні коливання центру мас;
2. Галопування – кутові коливання у поздовжній вертикальній площині;
3. Покачування – кутові коливання у поперечній вертикальній площині;

4. Посмикування – коливання у поздовжній горизонтальній площині. Найважливішими є перші два.

Таблиця 4.1 - Нормативні вимоги оцінних показників плавності ходу

Показники	Номер октави				
	I	II	III	IV	V
Середні геометричні значення частот смуг, і ц	1	2	4	8	16
Припустимі значення віброприскорень, м/с <sup>2</sup>					
- вертикальних	1,1	0,79	0,57	0,6	1,14
- горизонтальних	0,39	0,42	0,8	1,62	3,2

У тих випадках, коли реальні значення показників перевищують нормативні, час роботи, при якому зберігається працездатність і викликане вібрацією стомлення не призводить до зниження продуктивності праці, зменшується з 8 год до таких значень: при перевищенні припустимих норм у 1,4 разу - до 2 год, у 2 рази — до 1 год., у 4 рази - до 15 хв.

### Вільні коливання маси на пружному елементі

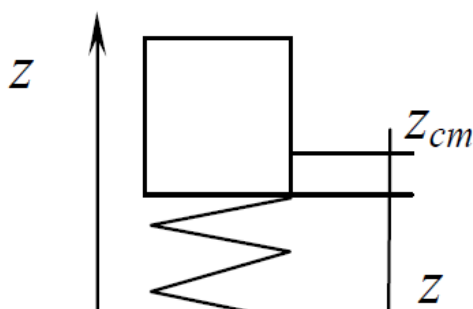


Рис.4. 1 Вільні коливання

Для розуміння суті рівнянь математичної моделі на початку розглянемо коливання тільки підресореною маси без урахування демпфірування (без амортизаторів).

Вільні маси, це такі що виникають після поштовху. Сила, що розвивається пружним елементом, пропорційна його жорсткості й прогину:

$$F_{пр} = C \cdot z$$

Сила інерції, діюча на масу, пропорційна прискоренню:  $F_a = m \cdot z$  (дві точки над змінною означають другу похідну за часом).

У статичному стані маємо:  $F_{ст} = C \cdot z_{ст}$ , де  $F_{ст} = G$ .

Баланс сил має вигляд:

$$m \cdot z + C \cdot z = 0$$

Приведемо рівняння до канонічного вигляду (тобто. коли старша похідна повинна бути без коефіцієнтів):

$$z + \frac{C}{m} \cdot z = 0, \text{ або } z + \omega^2 \cdot z = 0 \quad (4.1)$$

Рішення диференційного рівняння шукаємо у вигляді:

$$z = A \cdot \sin \omega t + B \cdot \cos \omega t$$

Рівняння (4.1) визначає гармонійні незгасальні коливання, що становлять собою зміну переміщення у часі.

Вільні коливання за відсутності їх згасання називають власними коливаннями, а їх частоту - власною частотою.

Оскільки  $\omega$  становить собою кількість повних коливань за час  $2\pi$  секунди, то кількість повних коливань у хвилину, які називаються технічною частотою

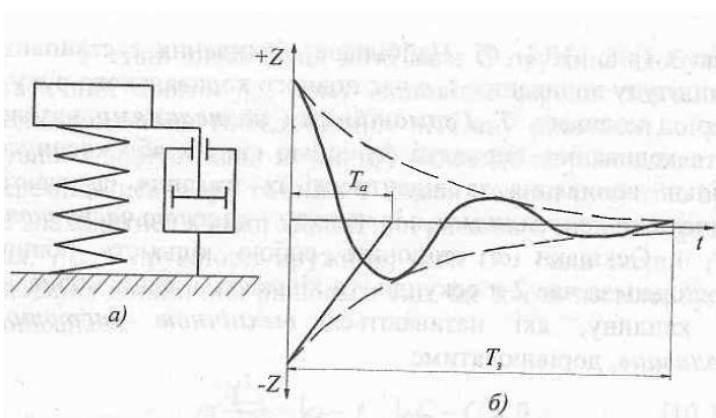
$$n = \frac{30}{\pi} \cdot \omega = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{C}{m}} \quad n = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f_{ст}}} = \frac{30}{\sqrt{f_{ст}}},$$

коливань, дорівнюватиме

де  $f_{ст}$  - статичний прогин пружини.

Для одержання коливань, що згасають до системи слід ввести силу, пропорційну швидкості переміщення тіла. Таку силу створює гідравлічне тертя, одержуване за допомогою амортизатора.

де  $\nu$  - коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт демпфірування).



**Рис 4.2** Схема згасальної одно масової системи.

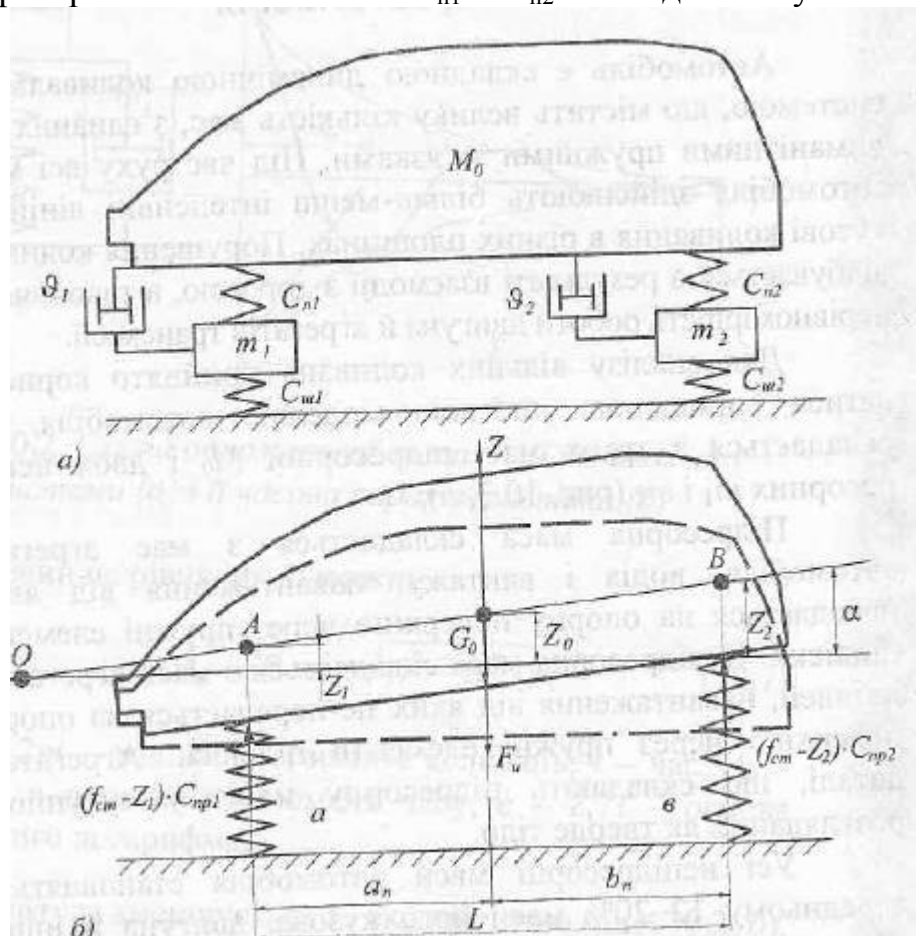
де  $\sigma = \nu/2m$  - множник згасання коливань;  $t$  - час;  $A_0$  - амплітуда в початковий момент часу.

Амплітуда зменшується за експонентою (рис. 4.2, б). Час згасання  $T_z \sim 3T_a = 3/\sigma$ . Кутові частоти згасальних та незгасальних коливань відрізняється

$$z = A_0 \cdot e^{-\sigma t} \cdot \sin \sqrt{\omega^2 - \sigma^2} \cdot t, \quad \omega_3 = \sqrt{\omega^2 - \sigma^2}$$

Технічну частоту згасальних коливань визначають:  $n_3 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\omega^2 - \sigma^2}$ .

Спрощена схема автомобіля масою  $m_0$ , що має передній та задній не підресорені мости з масами  $m_{n1}$  і  $m_{n2}$ . виглядає наступним чином.



**Рис.4. 3** Схема системи мас автомобіля

Число власних частот коливань системи дорівнює числу ступенів волі.  $m_0$  має можливість коливатися у вертикальній площині (перша ст. волі) і обертатися навколо поперечної осі  $OY$  (друга ст. волі). Кожен з мостів має свій ступінь волі (вертикальне переміщення). Таким чином, система має 4 ступені волі і, відповідно, 4 власні частоти коливання автомобіля.

Для її вирішення необхідна система двох диференціальних рівнянь. Незалежно від методу розв'язання диференціальних рівнянь необхідно спочатку сформулювати математичну модель, наприклад, систему диференціальних рівнянь з початковими і граничними умовами (збурювальна сила, демпфірування, дисипація).

Усі не підресорні маси автомобіля становлять у середньому 12—20% маси його кузова, двигуна й інших підресорених частин, тоді як жорсткість підвіски звичайно в п'ять-вісім разів менша від жорсткості шин. Через це частота вільних коливань не підресорних мас на порядок вища, ніж кузова, і вони можуть не враховуватися. Крім того, не будемо враховувати гідравлічне тертя, створюване амортизаторами. Тоді коливальна схема автомобіля матиме вигляд, наведений на рис. 4.3,б, при цьому передня і задня опори підресорної маси автомобіля мають жорсткості  $C_{np1}$  і  $C_{np2}$ , які враховують відповідні як безпосередньо підвіски  $C_{n1}$  і  $C_{n2}$ , а також шини  $C_{ш1}$  і  $C_{ш2}$ .

де  $J_y$ ,  $\rho = \frac{\overline{Jy}}{m}$  - момент та радіус інерції підресореної маси відносно поперечної осі ОУ;  $a$ ,  $b$  – відстані від передньої та задньої осей до центра підресореної маси.

Пружний елемент неможливо розмістити точно по центру колеса. Звичайно він розташований на важелях підвіски. Зусилля, що прикладене на кінці важеля (на колесі), повинно бути врівноважене протилежно спрямованим зусиллям пружного елемента, розташованого на деякому плечі:

Приведення жорсткості підвіски до колеса

$$C_p = \frac{G_p}{f_p}; \quad C_k = \frac{G_k}{f_k};$$

$$G_k = G_p \cdot \frac{b}{a}; \quad f_k = f_p \cdot \frac{a}{b};$$

$$C_k = \frac{G_p \cdot b \cdot b}{f_p \cdot a \cdot a} = \frac{G_p \cdot b^2}{f_k \cdot a^2};$$

$$C_k = C_p \frac{b^2}{a^2}.$$

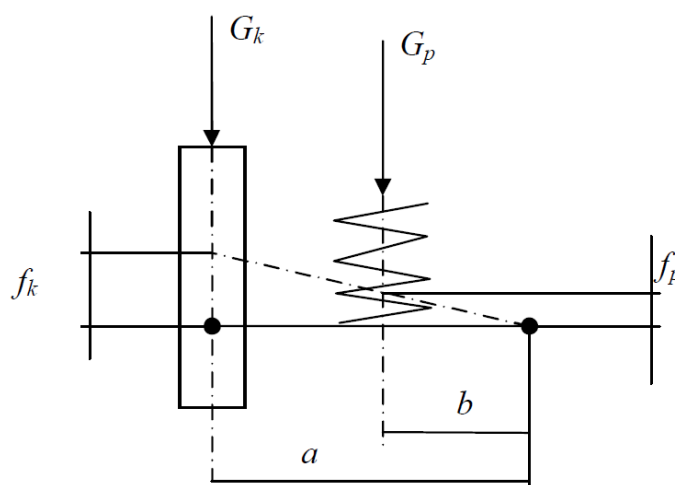


Рис.4. 4

Індекси  $k$ ,  $p$  відповідають колесу та ресорі (пружному елементу)

Торсійна підвіска має особливість – у неї нема параметру  $b$ .

$$G_k = \frac{T_T}{a}.$$

Переміщення колеса визначають  $f_k = a \cdot \sin \varphi$ , або для малих кутів  $f_k = a \cdot \varphi$ , де  $\varphi$  – кут скручування торсону.

$$C_T = \frac{G_k}{f_k} = \frac{T_T}{\varphi \cdot a^2} = \frac{T_T}{\varphi} \cdot \frac{1}{a^2} = C_k \cdot \frac{1}{a^2}$$

де індекс «Т» відповідає торсону.

**Приведення жорсткостей пружного елемента та шини:**

Деформація підвіски  $z_{пр}$  складається з деформації шини  $z_{ш}$  та пружини  $z_p$  під дією зовнішнього зусилля підресореної маси:

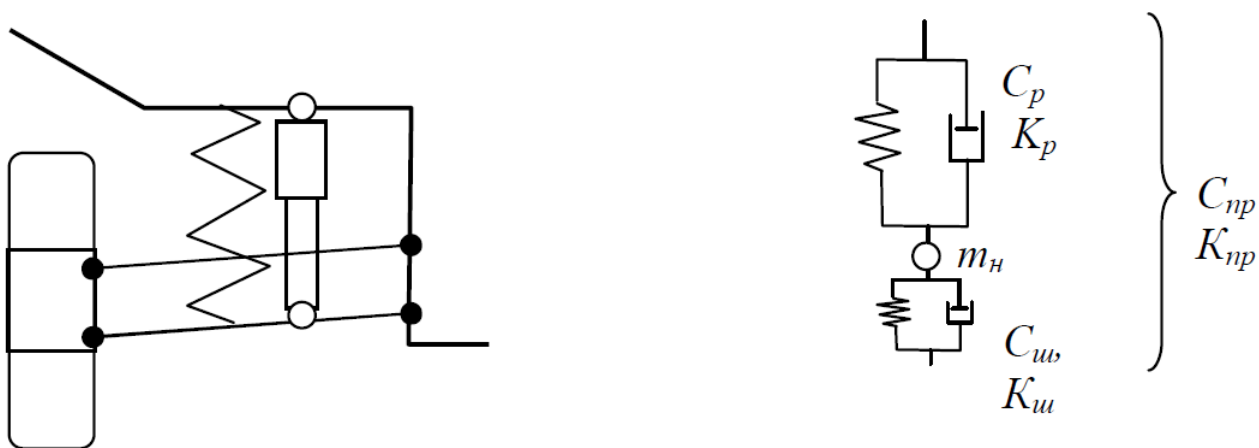


Рис.4.5 Розрахункова схема приведеної жорсткості

$$z_{нр} = z_{ш} + z_{п};$$

$$z_{нр} = \frac{G}{C_{нр}}; \quad z_{ш} = \frac{G}{C_{ш}}; \quad z_{п} = \frac{G}{C_{п}}; \quad z_{нр} = \frac{G(C_{ш} + C_{п})}{C_{ш} \cdot C_{п}}$$

Тоді кінцево:

$$C_{нр} = \frac{C_{п} \cdot C_{ш}}{C_{п} + C_{ш}}$$

(4,3)

У розрахунках необхідно приводити жорсткість пружного елемента до жорсткості колеса.

Таблиця 4.2 – Значення твердості автомобільних шин

Твердість шини	Автомобілі	
	легкові	вантажні
Радіальна, Н/мм	100-250	250-500
Окружна, Н-м/град	700-1000	1500-3000
Бокова, Н/мм	80-150	200-300

Жорсткість пружних елементів підвісок сучасних авто мобілів становить  $C_{п} = 20-60$  кН/м, вантажних -  $C_{п} =$  від 150 до 400кН/М, а жорсткість шин  $C_{ш} = 100-500$  кН/м .

Через наявність шин наведена жорсткість знижуються на 10-15% поршняно з жорсткістю пружних елементів підвіски.

Коливання автомобіля, відповідно до розрахункової ми, можна подати у вигляді відрізка АВ що проходить через центр мас автомобіля, причому його точки й поширюються над передньою та задньою опорами

Відомо що жорсткість пружини визначають

$C_{\text{пр}} = \frac{G_M \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3}$ , де  $d, D$  – діаметри проволочи та пружини відповідно,  $n$  – кількість витків.

Жорсткість ресори визначають згідно залежності  $C = \frac{48 \cdot E \cdot J_{\Sigma}}{L^3}$ , де  $E=210$  Гпа – модуль пружності,  $L$  – відстань між точками кріплення,  $J_{\Sigma} = \frac{b \cdot h^3}{12}$  – сумарний момент інерції поперечного перерізу ресори.

Коливальна система автомобіля має два ступені свободи: переміщення  $Z_0$  центра маси і кут  $\alpha$  повороту відрізка АВ відносно штрих-пунктирної базової лінії, що відповідає його положенню при нерухомому кузові.

Кузов може в процесі коливань повертатися навколо точки О, яка знаходиться поза базою автомобіля, як показано на рис. 4.3. б, так і всередині бази. В останньому випадку при позитивному переміщенні  $Z_1$  точки А точка В буде мати від'ємне переміщення  $Z_2$ .

Власні коливання підресорної маси автомобіля описуються системою з двох диференціальних рівнянь [2]:

$$M_0 \cdot \frac{e^2 + \rho_y^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} + M_0 \cdot \frac{a \cdot e - \rho_y^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} + C_1 z_1 = 0;$$

$$M_0 \cdot \frac{a^2 + \rho_y^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} + M_0 \cdot \frac{a \cdot e - \rho_y^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} + C_2 z_2 = 0,$$

де  $a$   $b$  - відстані від передньої і задньої осі автомобіля до центра мас підресорної маси;  $\rho = \sqrt{J_y / m_0}$  - радіус інерції підресорної маси  $m_0$  відносно осі, що проходить через центр мас перпендикулярно подовжньої площини автомобіля;  $J_y$  - момент інерції підресорної маси щодо тієї осі.

Обидві координати входять одночасно до двох рівнянь, тому дана система є зв'язаною.

Щоб поліпшити плавність ходу і щоб коливання точки над однією віссю не відбивалися на коливаннях точки над іншою віссю, необхідно  $a \cdot b = \rho_y^2$ .

У цьому випадку система спрощується та набуває вигляду:

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} + \frac{C_1 \cdot L}{M_0 \cdot e} \cdot z_1 = 0;$$

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} + \frac{C_2 \cdot L}{M_0 \cdot a} \cdot z_2 = 0. \quad (4.4)$$

Точність дотримання умови, що забезпечує незалежність коливань, визначається коефіцієнтом, який повинен знаходитись у межах 0,8-1,2.

$$E_y = \frac{\rho_y^2}{a \cdot b}.$$

Такі коливання можна розглядати як для двох окремих систем із масами, що припадають на передню та задню підвіски, отже:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{C_1 \cdot L}{M_0 \cdot b}}; \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{C_2 \cdot L}{M_0 \cdot a}}$$

частота технічних коливань за хвилину

$$n_1 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C_1 \cdot L}{M_0 \cdot b}}; \quad n_2 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C_2 \cdot L}{M_0 \cdot a}}$$

Пружна характеристика підвіски становить залежність вертикального переміщення колеса від навантаження на колесо при нерухомому кузові. Для незалежної підвіски пружну характеристику розраховують за жорсткістю пружного елемента до кінематики важільної системи підвіски. При лінійній пружній характеристиці підвіски технічну частоту коливань точок А і В над осями автомобіля розраховують за статичним прогином  $f_{cm}$  підвіски з формули (4.5).

Для зменшення ходу і простору, що відводиться для повного ходу, застосовують підвіски з нелінійною характеристикою. При незалежній підвісці нелінійну характеристику звичайно одержують за допомогою додаткових пружних елементів (рис. 4.6, а), що виготовляються з гуми або пористого поліуретану.

Додаткові пружні елементи відрізняються від обмежників ходу стиснення і ходи відбою тим, що починають діяти значно раніше і на більшому ходу підвіски. Підвіска з додатковими пружними елементами забезпечує нелінійність на початковій і кінцевій ділянках пружної характеристики (рис. 10.6, б). У районі статичного навантаження характеристика лінійна й має постійний коефіцієнт жорсткості  $C$ .

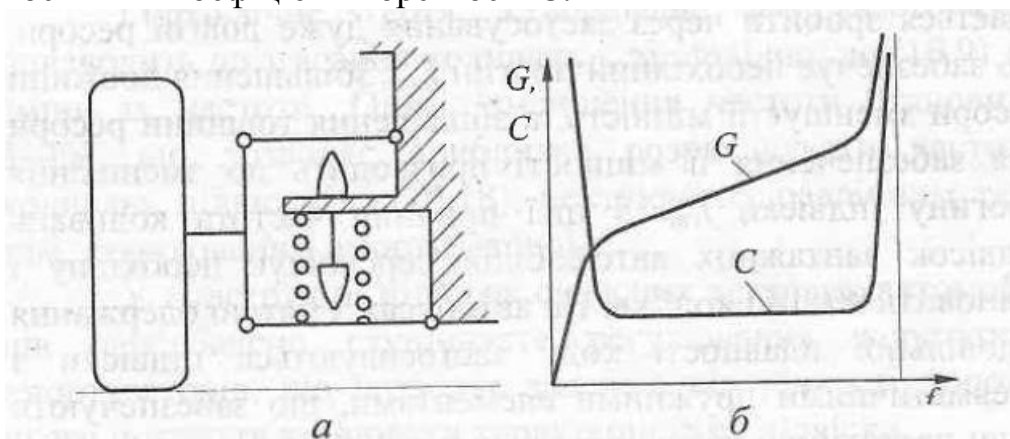


Рис. 10.6. Схема підвіски (а), що має пружну нелінійну характеристику (б)



#### 4.4 Контрольні запитання

1. Як привести жорсткість пружних елементів до площини колеса.
2. Які вертикальні та горизонтальні коливання менш комфортні для пасажирів
3. Яким чином статичний прогин зв'язаний з технічною частотою коливань
4. Як впливає коефіцієнт  $E_y$  на динамічну систему автомобіля.
5. Як визначають жорсткість пружного елемента.
6. Як визначити опір руху автомобіля по деформованому ґрунту.
7. Коефіцієнт блокування диференціалу та його вибір?
8. Різновид диференціалів та їх призначення.
9. Опишіть втрати потужності диференціалів.
10. Які недоліки має симетричний диференціал.

### Лабораторна робота № 5

#### Стійкість автомобіля до перекидання та заносу під час криволінійного руху з урахуванням підвіски

##### 5.1 Мета роботи

Оволодіння аналітичним методом вирішення задач по розрахунку стійкості руху автомобіля з врахуванням жорсткості його підвіски

##### 5.2 Теоретичні відомості

Поняття стійкості системи пов'язано з її здатністю повертатися в стан рівноваги після зникнення зовнішніх впливів. Визначення параметрів автомобіля, які забезпечують сталий, керований рух, є однією з першорядних завдань проектування.

*Стійкістю* називають сукупність властивостей автомобіля, що характеризують його здатність зберігати заданий напрямок руху під час впливу зовнішнього середовища, які прагнуть відхилити його від цього напрямку.

Розрізняють траєкторну і курсову стійкість автомобіля.

Траєкторна стійкість характеризується здатністю зберігати напрямок руху центру мас автомобіля, і оцінюється бічним зміщенням центру мас від заданої траєкторії.

Курсова стійкість - здатність зберігати орієнтацію поздовжньої осі автомобіля. і оцінюється - курсовим кутом. Якщо при цьому настає бічне ковзання коліс мостів, то це є граничний випадок втрати стійкості, званий занесенням.

Іншим граничним випадком втрати стійкості є перекидання. Перекидання є поворот автомобіля в поперечній або поздовжній площині з відривом відповідних коліс від опорної поверхні дороги.

При подоланні автомобілем крутого поздовжнього ухилу його стійкий рух обмежено умовами зчеплення провідних коліс з дорогою. При недостатньому зчепленні ухил може виявитися непереборним.

Під *стійкістю автомобіля* розуміють його здатність зберігати задану

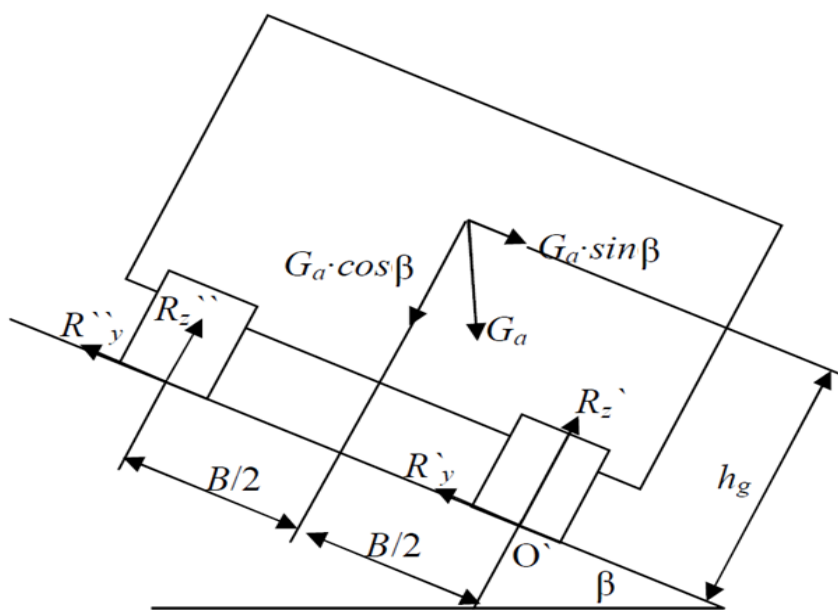
швидкість та напрям руху, орієнтацію поздовжньої та вертикальної осей при їх відхиленні в результаті короткочасного зовнішнього впливу.

### 5.2.1 Сковлення з ухилу та перекидання на схилі

Позначимо  $R'_z, R''_z$  – сумарні нормальні реакції нижнього та верхнього бортів  
 $R'_y, R''_y$  – сумарні поперечні реакції нижнього та верхнього бортів (рис.5.1)

З рівняння  $R'_y + R''_y = G_a \cdot \sin \beta = (R'_z + R''_z) \cdot \varphi_y$ , отримують умову зіскливання зі схилу  $\varphi_y = G_a \cdot \operatorname{tg} \beta$

Максимальний коефіцієнт поперечного зчеплення  $\varphi_y = 0,8$ , тому в цьому випадку кут зіскливання  $\beta = \operatorname{arctg} 0,8 = 38,6$ .



**Рис.5. 1** Схема до визначення умов рівноваги на схилі

**Перекидання на схилі** визначають складаючи рівняння рівноваги та моментів відносно точки  $O'$ :  $T_{O'} = R_z \cdot B + G_a \cdot \sin \beta \cdot h_g - G_a \cdot \cos \beta \cdot \frac{B}{2}$

Звідки  $\gamma_B = \tan \beta = \frac{B}{2 \cdot h_g}$   $\gamma_B$  – коефіцієнт поперечної стійкості (не плутати з кутом крену  $\gamma$ ).

**Приклад:** Автомобіль ГАЗ-66;  $B=1,65$  м;  $h_g = 1,41$  м.  $\beta = \operatorname{arctg} \frac{B}{2 \cdot h_g} = 30^\circ$ .

Враховуючи, що кут зіскливання зі схилу не більший  $38,6^\circ$ , робимо **висновок** – машина швидше перевернеться, ніж зісклизне.

### Стійкість автомобіля проти заносу та перевертання.

Умова заносу усіх коліс – відцентрова сила дорівнює сумі поперечних реакцій коліс:

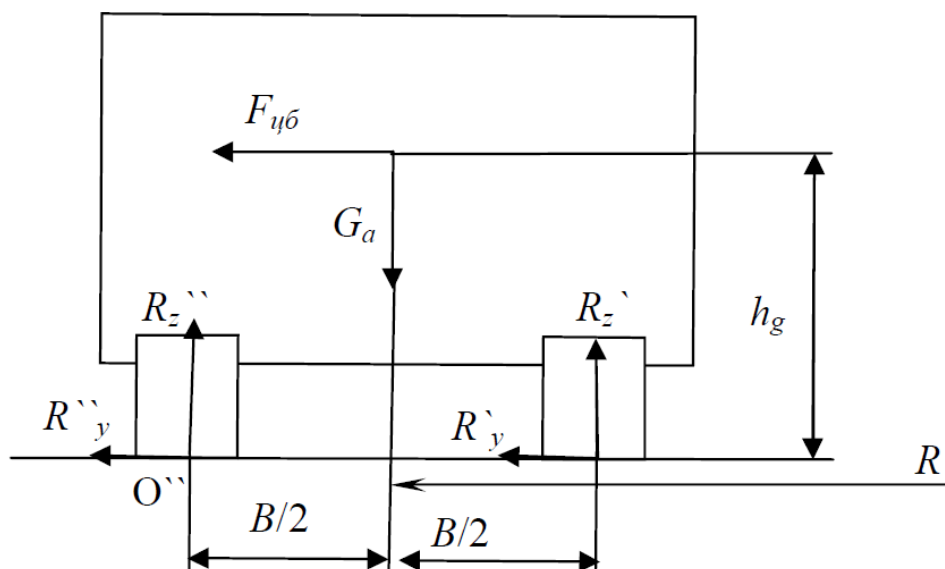


Рис.5.5 Схема до визначення умов заносу та опрокидування

$$F_{цб} = R_{y'} + R_{y''} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \quad \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} = G_a \cdot \varphi_y$$

. Звідси критична по заносу швидкість.  $V_{кр}^{зан} = \sqrt{\varphi_y \cdot g \cdot R}$  (5.1)

Однак даний вираз не враховує дії поздовжніх зусиль

Приклад:  $R = 100$  м,  $\varphi = 0,5$ , відповідно до наведеної залежності

$$V_{кр}^{зан} = \sqrt{\varphi_y \cdot g \cdot R} = 22.15 \text{ м/с.}$$

Умова перекидання на повороті без врахування крену – реакція на колесі, що рухається по меншому радіусу, дорівнює нулеві  $R_z' = 0$ . Складемо суму моментів відносно точки  $O''$  колеса, що рухається по більшому радіусу, яка повинна бути рівною нулеві:

$$R_z' \cdot B + \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_g - G_a \cdot \frac{B}{2} = 0$$

$$R_z' = \frac{G_a}{B} \left( \frac{B}{2} - \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot h_g \right) \equiv 0 \quad \dots \text{получимо} \quad \frac{B}{2} = \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot h_g$$

Врешті  $V_{кр}^{опр} = \sqrt{\frac{B \cdot g \cdot R}{2 \cdot h_g}}$ , або  $V_{кр}^{опр} = \sqrt{\gamma_B \cdot g \cdot R}$ , (5.2)

де  $\gamma_B = \frac{B}{2 \cdot h_g}$ .

Щоб автомобіль не перевертався, необхідно виконати умову:  $\gamma_B = \frac{B}{2 \cdot h_g} > \varphi_y$ .

### Крен.

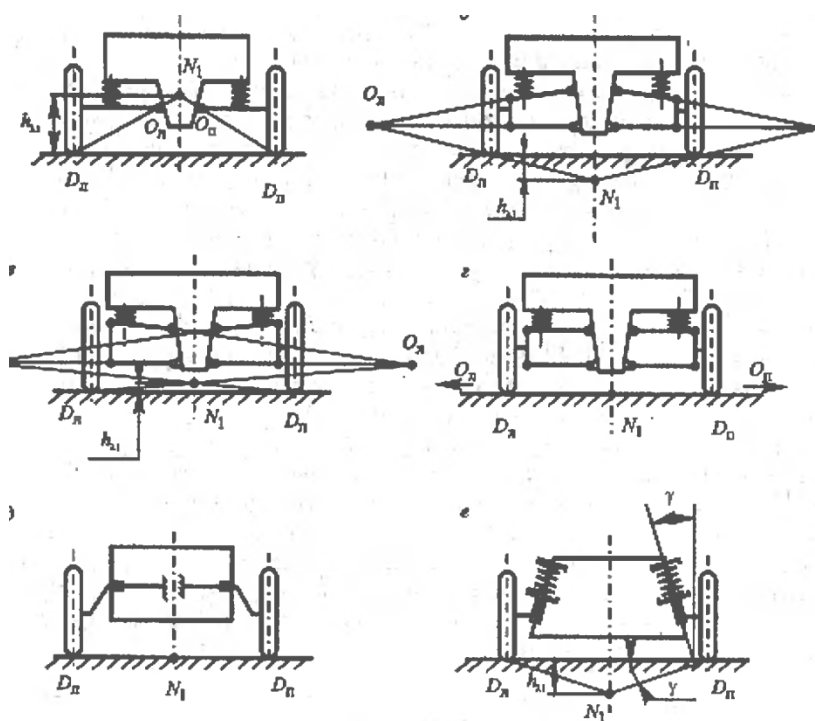
Характеристику передньої та задньої підвісок приймають згідно запропонованого варіанту завдання..

Реальні автомобілі мають підвіску, тому більше навантажений (нижній по схилу) бік просідає, а інший – піднімається. Це явище називають *креном кузова*.

Підвіска формує зв'язок між несучою системою (підресорена маса) з колесами або мостами та призначена для зменшення динамічних навантажень.

Підвіска складається із напрямних, пружних, демпфувальних елементів.

Розрізняють *залежну* (з листовими ресорами або пружинами) *напівзалежну* (з Н-подібною торсіонною балкою та Де Діон) та *незалежну* підвіски (з поздовжніми та поперечними важелями, Мак Ферсон багато важільна та торсіонна).



**а – одно важільна; б,в- двох важільна; д –торсійна;  
 е – Макферсона**

**Рис.5. 2 Деякі типи підвісок**

Підвіска з **листовими ресорами** дозволяє сприйняти як поздовжні так і поперечні навантаження не зменшує об'єм багажника.

Недоліки плавність хода енергоємність. Переваги: мала вартість простота обслуговування.

Nisan navaro, VW amaroк, Ford tundra, ГАЗель/

**Залежну з пружинами** має поперечні тяги. Співвісно встановлений амортизатор з пружинами зменшується розгойдування. Більша вартість складність, ТО: ВАЗ 4\*4, Suzuki Land Rover.

Підвісі з **Н-подібною торсіонною балкою** характерні компактність; простота монтажу; не велика вага; оптимальна кінематика. Однак її використовують лише на задній міст. Обслуговують лише амортизатор.

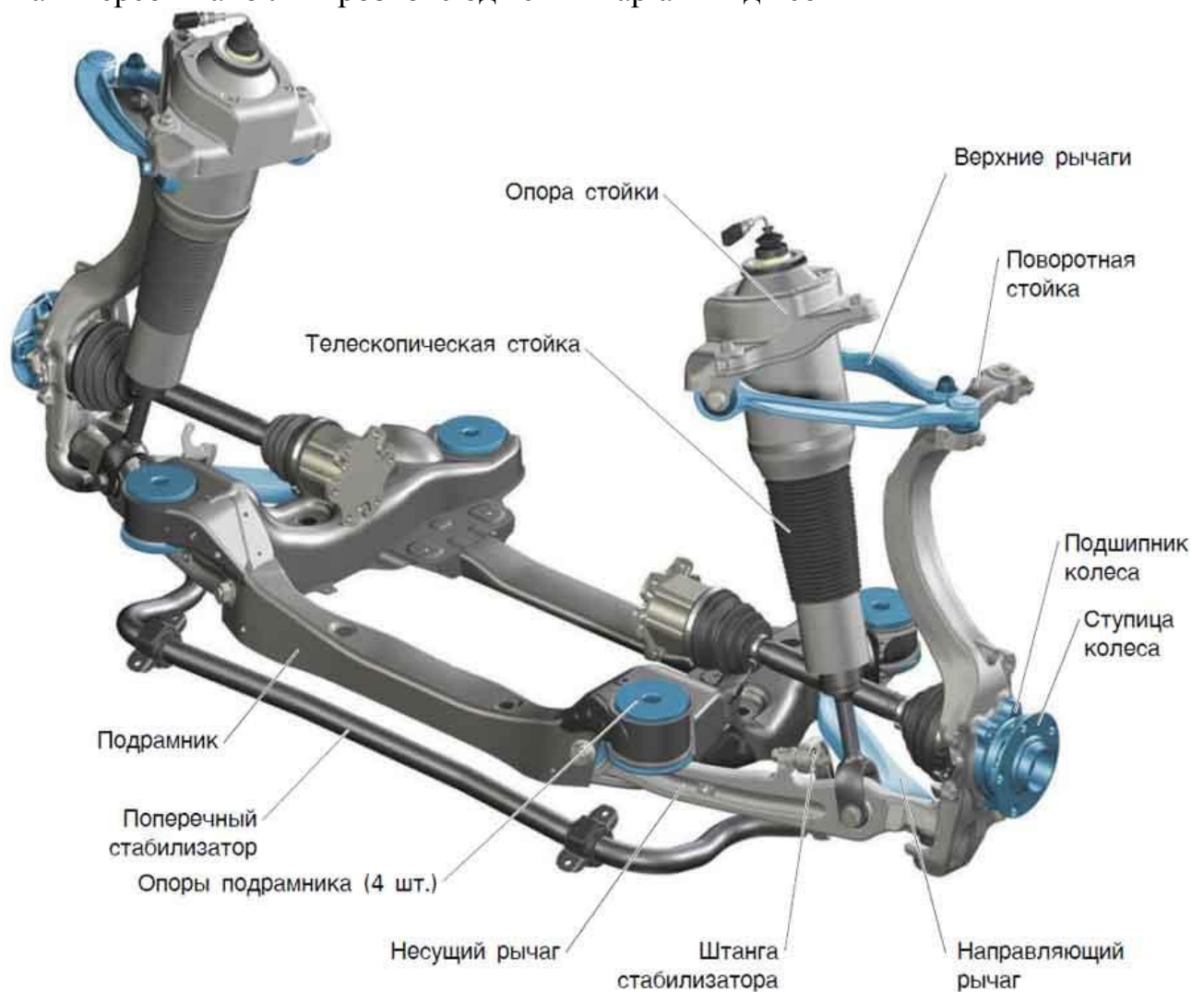
Використовують на більшості передньо привідних авто лише як задню підвіску. У випадку поломки все замінюють цілком.

Де Діон має велику вартість тому її майже не використовують.

З поздовжніми важелями найпростіша, дозволяє збільшити об'єм кузова, але зменшується база, більш нахилиються колеса, складне обслуговування. Має малу вартість.

З поперечними важелями (одно або двох важільна) забезпечує мінімальне переміщення колеса шкідливі для бічної стійкості авто незначні вертикальні переміщення та кути розвороту, що забезпечує краще зчеплення з дорожнім покриттям. Має складні деталі, тому більшу вартість, складність обслуговування ремонту та інструменту.

Мак Ферсон найбільш розповсюджений варіант підвісок



Детали автомобилей VW Phaeton и Audi A8 предшествующей модели

Рис. 5.3 Підвіска Мак Ферсон.

Оптимальна по співвідношенню ціна – якість, компактна, широко використовують для автомобілів з переднім приводом, дозволяє поперечне

розташування двигунів. Великий хід підвіски запобігає пробоям. Однак значний розвал коліс

Не використовують на автомобілях спортивних та преміум-класу.

Складається з підрамника – несучого елементу, інтегрованих амортизаційних стійок; поворотного кулаку та стабілізатору поперечної стійкості.

Багато важільна підвіска характеризується відносною складністю високими собівартістю, вартістю обслуговування та монтажу. Але забезпечує кращу плавність, стійкість, низький рівень шуму. Audi, Skoda, Nisan та т.п.

Торсіонна підвіска характеризується легкістю, простотою конструкції компактністю. Але високий рівень шуму, особливо задніх пасажирів. Peugeot, Renault, Mitsubishi, Toyota та інші.

Крен виникає не тільки на схилі, а при усякому впливі бічних сил, наприклад, під час повороту.

При крені відбувається зміщення центру мас автомобіля по двох осях (ОУ та ОZ) та поворот його навколо центру крену.

Знайдемо положення центру крену  $h_{кр}$

Центр поперечного крену *залежної* ресорної підвіски (рис.5.4,а) розташований на лінії перетину поздовжньої площини симетрії автомобіля й вертикальної площини моста на рівні нейтральної лінії корінного листа ресори.

*Центр крену незалежної підвіски знаходять у площині гойдання підвіски на перетині поздовжньої площини симетрії автомобіля та прямої, яка з'єднує центр плями контакту колеса з миттєвим центром його гойдання (МЦГК).*

Для *незалежної* одно важільної підвіски миттєві центри обертання коліс (МЦГК) знаходяться у центрі шарнірів важелів, а центр крену, що з'єднує МЦГК з центром плями контакту коліс – над осями важелів (рис.5.4,в).

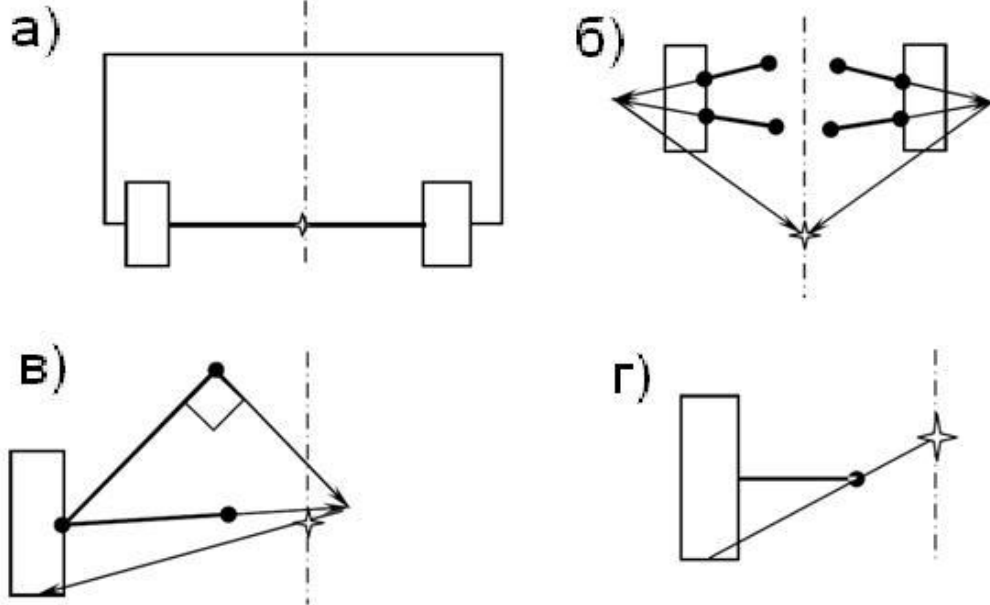
Для *незалежної* підвіски на подвійних поперечних важелях (рис.5.4) МЦГК розташований на перетині осей поперечних важелів.

Незалежна двох важільна підвіска може мати різноманітні кути нахилу верхніх важелів, а нижні важелі при номінальному навантаженні звичайно розташовані горизонтально. Для схеми, коли кожний з МЦВК розташований на боці свого колеса, центр крену знаходиться нижче поверхні дороги, а для схеми коли кожен з МЦВК на протилежному боці автомобіля – центр крену  $h_{кр}$  розташований вище її поверхні.

Центр крену знаходиться в площині гойдання підвіски на перетині прямої, що з'єднує центр плями контакту колеса з точкою МЦПК за правилом пропорції.

Для пружинної стойки (МакФерсон) (рис.5.4,в) МЦПК знаходиться в площині гойдання підвіски на перетині прямої, що з'єднує центр плями контакту колеса з точкою перетину продовження нижнього важеля з перпендикуляром проведеним з верхньої опори.

Ось крену автомобіля – пряма, що з'єднує центри крену передньої та задньої підвісок. Перпендикуляр на ось крену, проведений з центру мас, визначає *плече крену*  $h_{кр}$ .



А) залежна б)- на подвійних поперечних важелях;

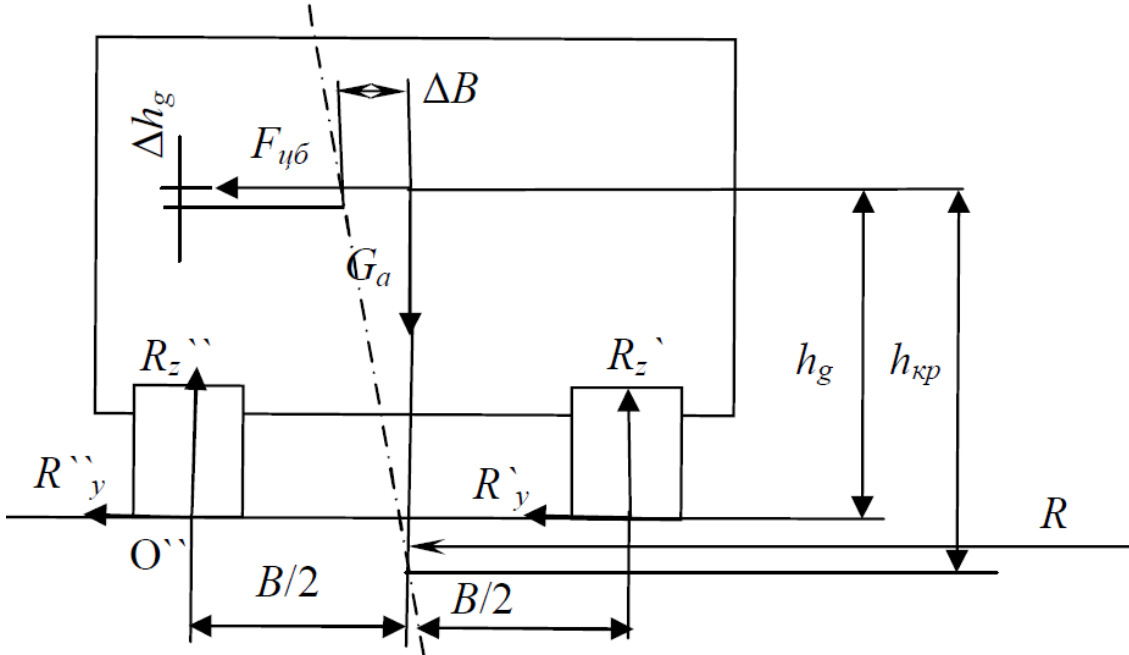
В)- підвіска МакФерсон г) на одному поперечному важелі

**Рисунок 4,4** Схема до знаходження центру крену для типів підвіски

Деякі інші типи підвісок наведені у книзі [2, с.345]

Примітка: Підвіска зменшує кут *перекидання*.

### Перекидання на повороті з врахуванням крену



**Рис.5. 6** Перекидання на повороті з врахуванням крену

Як вказувалося під час крену центр ваги змінює своє положення, отже

$$\Delta h_g = h_{кр} \cdot (1 - \cos \gamma), \text{ де } \gamma \text{ кут крену.}$$

$$\Delta B = h_{кр} \cdot \sin \gamma \approx h_{кр} \cdot \gamma.$$

Момент, викликаний відцентровою силою та зміщенням положення центру ваги, повинен дорівнювати відновлювальному моменту при крені на кут  $\gamma$ , викликаний жорсткістю передньої та задньої підвіски:

$$T_{кр} = F_{цб} \cdot h_{кр} + G_a \cdot \Delta B = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_{кр} + G_a \cdot \gamma \cdot h_{кр}.$$

Відновлювальний момент при крені на кут  $\gamma$ , викликаний жорсткістю передньої та задньої підвіски:  $T_{вост} = (C_1 + C_2) \cdot \gamma \cdot C$  [Н·м/рад];  $\gamma$  – в

$$(C_1 + C_2) \cdot \gamma = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_{кр} + G_a \cdot \gamma \cdot h_{кр}$$

радіанах, або

$$\text{Звідси, кут крену } \gamma \text{ визначають згідно залежності } \gamma = \frac{a_y}{\frac{c_\gamma}{m_n \cdot h_{кр}} - g} \quad (5.3)$$

де  $a_y$  – бічне прискорення;  $c_\gamma$  – кутова жорсткість підвіски

Відомо [2, с.246], що кутову жорсткість осей підвіски визначають: для залежних підвісок коефіцієнт кутової жорсткості за формулою

$$c_{\gamma i} = 0,5 \cdot C_p \cdot \eta_p \cdot B_p^2, \quad (5.4)$$



де  $c_p$ ,  $\eta_p$  — коефіцієнти жорсткості пружного елемента підвіски при вертикальній деформації та, що враховує підвищення жорсткості при його скручуванні в поперечній площині автомобіля (для листової ресори  $\eta_p = 1,06 - 1,26$ );  $B_p$  — відстань між пружними елементами; Де  
для не залежних підвісок

$$c_{\gamma i} = 0.5 \cdot c_{\text{пр}} \cdot B^2, \quad (5.5)$$

де  $C_{\text{пр}}$  — коефіцієнт жорсткості пружного елемента, приведений до площини гойдання колеса;  $B$  — колія моста.

Кутову жорсткість підвіски обирають таким чином, щоб при бічному прискоренні  $\frac{V^2}{R} = a = 0.4 \cdot g$  кут крену не перебільшував би  $\gamma \leq 5^\circ \dots 6^\circ$  (у радіанах  $\gamma \leq \frac{(5 \div 6) \cdot \pi}{180}$ ).

$$C_1 + C_2 = G_a \cdot h_{\text{кр}} \cdot \left( 1 + \frac{V^2}{gR} \cdot \frac{1}{\gamma} \right)$$

Підставляючи рекомендовані значення у попередній вираз, отримують  $C_1 + C_2 = 5,6 \cdot G_a \cdot h_{\text{кр}}$ .

Таким чином, вважають сумарну жорсткість підвісок і порівнюють із припустимою, що дорівнює  $5,6 \cdot G_a \cdot h_{\text{кр}}$ . Після цього вирішують питання про доцільність використання стабілізатора (жорсткість передньої підвіски повинна бути більшою, тому й стабілізатор встановлюють, як правило, на передню ось).

Знайдемо **критичну швидкість по перекиданню** з врахуванням крену.

Сума моментів відносно центру контакту зовнішнього колеса з дорогою:

$$R_z \cdot B + \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_g - G_a \cdot \left( \frac{B}{2} - \Delta B \right) = 0$$

$$R_z = \frac{G_a}{B} \left( \frac{B}{2} - \Delta B - \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot h_g \right) \equiv 0;$$

Раніш отримано  $\Delta B = \gamma \cdot h_{\text{кр}}$ , де кут  $\gamma$  визначають із залежності (4,3). Вирішуючи сумісно отримані рівняння відносно критичної швидкості за якої відбувається перевертання, в решті отримують

$$\left( \frac{V^2}{R} \right)^{\text{оп}} = g \cdot \frac{B}{2 \cdot \left( h_g + \frac{G_a \cdot h_{\text{кр}}^2}{C_1 + C_2 - G_a \cdot h_{\text{кр}}} \right)}$$

Порівнюючи дане рівняння та подібне без врахування крену, доходимо висновку: *крен кузову збільшує висоту положення центру мас.*

**Приклад:**  $h_g = 0,66$  м;  $B = 1,27$  м;  $h_{\text{кр}} = 0,5$  м;  $G_a = 14500$  Н;  $\varphi_y = 0,8$

$$\text{Без учета крена } \left( \frac{V^2}{R} \right)^{\text{опр}} = g \cdot \frac{B}{2 \cdot h_g} = 9.81 \cdot \frac{1.27}{2 \cdot 0.66} = 9.43 \text{ м/с}^2.$$

$$\text{С учетом крена } \left( \frac{V^2}{R} \right)^{\text{опр}} = 9.81 \cdot \frac{1.27}{2 \cdot \left( 0.66 + \frac{14500 \cdot 0.5^2}{36000 - 14500 \cdot 0.5} \right)} = 7.92 \text{ м/с}^2.$$

Якщо  $C1 + C2 = G_a \cdot h_{кр} \cdot 5,6 = 14500 \cdot 0,5 \cdot 5,6 = 40600 \text{ Н*м/рад}$ , то  $a^{\text{опр}} = 8,1 \text{ м/с}^2$

Слід провести необхідні розрахунки за вказаними виразами для різноманітних умов та дослідити стійкість руху автомобіля, згідно варіанту завдання. Зробити висновки з отриманих значень.

### Занос однієї з осей автомобіля

Сумарне бічне зусилля, що діє на автомобіль, розподіляється нерівномірно по осях в залежності від ваги, що припадає на них. Тому на одній з осей може виникнути запас по заносу, тоді як іншу ось занесе.

Знайдемо запас бічної реакції осі по заносу.

Кожне колесо може сприймати наступну бічну реакцію:

$$R_{zk}^2 \cdot \varphi^2 = R_{yk}^2 + R_{xk}^2, \quad R_{yk}^{max} = \sqrt{R_{zk}^2 \cdot \varphi^2 - R_{xk}^2} \quad (5.6)$$

Сумарна бічна реакція осі дорівнює сумі реакцій на лівому та правому колесах:  $R_{yi} = R'_{yi} + R''_{yi}$ .

Коли бічне навантаження стає рівним запасу бічної реакції осі починається занос. Умова заносу:  $F_{yi} = R_{yi}^{max}$ , де  $F_{yi}$  – бічне навантаження, що припадає на ось. Реактивні зусилля  $R_x$  є більшими на ведучій осі, тому вона частіше попадає в занос, ніж ведома.

Занос осей впливає на стійкість автомобіля по різному.

Занос передньої осі викликає автоматичне зменшення бічного зусилля, обумовлене зростанням радіусу повороту зі зниженням бічного прискорення. Занос задньої осі навпаки збільшує бічне зусилля – занос прогресує.

Таким чином, з точки зору заносу автомобілі із заднім приводом небезпечніше ніж передне-приводні.

Для того, щоб оцінити спроможність осі автомобіля опиратися заносу, слід розрахувати:

1. Нормальну  $R_{zk}$ , поздовжню  $R_{xk}$  та бічну реакції  $R_{yk}$ ;
2. Запас бічної реакції колеса й осі;
3. Бічне зусилля та порівняти визначити запас осі проти заносу.

*Нормальні реакції по осях (без врахування поздовжніх прискорень):*

$$R_{z1} = G \cdot \frac{L_2}{L}; \quad R_{z2} = G \cdot \frac{L_1}{L} \quad (5.7)$$

Розподілення по колесах:

$$\text{зовнішні колеса} - R'_{z1} = G_a \cdot \frac{L_2}{2L} + \Delta R_{z1}; \quad R'_{z2} = G_a \cdot \frac{L_1}{2L} + \Delta R_{z2};$$

$$\text{внутрішні колеса} - R''_{z1} = G_a \cdot \frac{L_2}{2L} - \Delta R_{z1}; \quad R''_{z2} = G_a \cdot \frac{L_1}{2L} - \Delta R_{z2};$$

Перерозподіл реакцій залежить від крену  $\gamma$  та жорсткості підвіски:

$$\Delta R_{z1(2)} = C_{1(2)} \cdot \gamma \cdot \frac{1}{B}.$$

Таким чином знаходять розподілення бічних реакцій по колесах з врахуванням значення кута крену  $\gamma$ .

$$R'_{z1} = G_a \cdot \frac{L_2}{2 \cdot L} + C_1 \cdot \gamma \cdot \frac{l}{B} \quad \text{и} \quad R''_{z1} = G_a \cdot \frac{L_2}{2 \cdot L} - C_1 \cdot \gamma \cdot \frac{l}{B};$$

Аналогічно для задньої осі

$$R'_{z2} = G_a \cdot \frac{L_1}{2 \cdot L} + C_2 \cdot \gamma \cdot \frac{l}{B} \quad \text{и} \quad R''_{z2} = G_a \cdot \frac{L_1}{2 \cdot L} - C_2 \cdot \gamma \cdot \frac{l}{B};$$

$$\text{де } \gamma = \frac{\frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_{кр}}{C_1 + C_2 - G_a \cdot h_{кр}}.$$

*Дотичні реакції*

Для проведення розрахунку коефіцієнту опору руху на повороті приймають припущення:

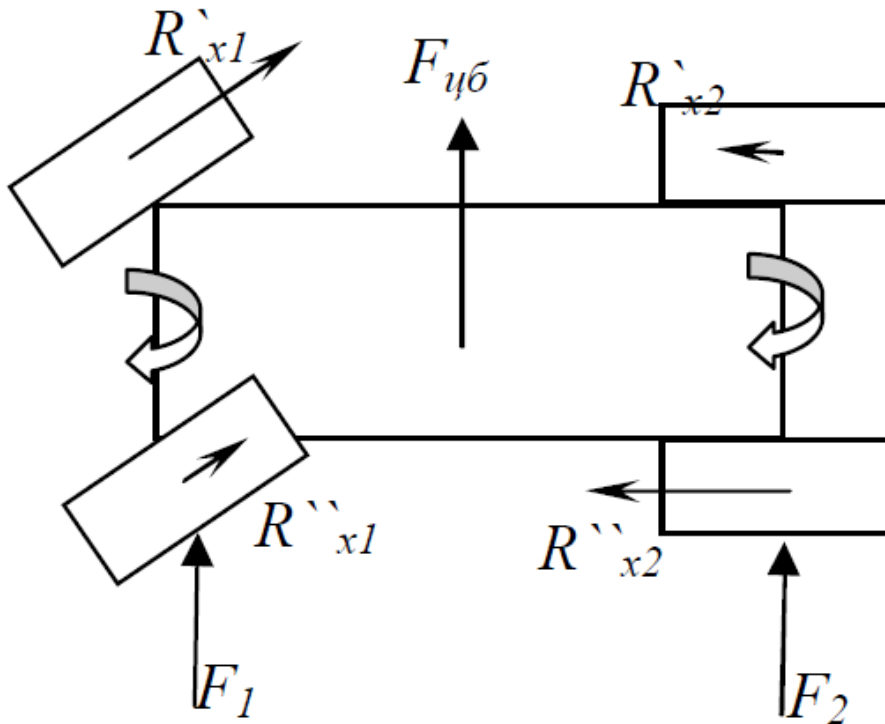
- 1). При досягненні граничного бічного зусилля опір коченню коліс подвоюється;
- 2). Зростання бічного опору є пропорційним бічному прискоренню.

$$f_r = f_k \cdot \left( 1 + \frac{a_y}{a_{y.max}} \right)$$

Відомо, що відцентрове прискорення  $a_y = \frac{V^2}{R}$ , припустиме за зчепленням з дорогою значення  $a_{y.max} = \varphi \cdot g$ .

$$\text{Отже } f_r = f_0 \cdot \left( 1 + A_f \cdot V^2 \right) \cdot \left( 1 + \frac{V^2}{R \cdot \varphi \cdot g} \right) \quad (5.8)$$

Розглянемо автомобіль класичної компоновки.



**Рис.5. 9** Схема до знаходження запасу бічної реакції коліс та осей

**Ведома ось:**

Загальна реакція осі  $R_{x1} = R_{x1} \cdot f_r$ .

Реакція кожного колеса  $R'_{x1} = R'_{z1} \cdot f_r$ ,  $R''_{x1} = R''_{z1} \cdot f_r$

Ведуча ось (без розгону):

Момент на диференціальній коробці під час сталого руху:

$$T_0 = [G_a \cdot f_r + 0.5 \cdot c_x \cdot \rho \cdot A \cdot V^2] \cdot r_{к0}.$$

Моменты на колесах:

$$T' = T_0 \cdot \frac{l}{K_{\bar{\delta}l} + 1} \quad \text{и} \quad T'' = T_0 \cdot \frac{K_{\bar{\delta}l}}{K_{\bar{\delta}l} + 1},$$

а продольные реакции (с учетом потерь на сопротивление качению):

$$\boxed{R'_{x2} = \frac{T' - R'_{z2} \cdot f_r \cdot r_{к0}}{r_{к0}}} \quad \text{и} \quad \boxed{R''_{x2} = \frac{T'' - R''_{z2} \cdot f_r \cdot r_{к0}}{r_{к0}}}.$$

Запас бічної реакції коліс та осей

Раніше отримано було рівняння (5.2)  $R_{yk}^{max} = \overline{R_{zk}^2 \cdot \varphi^2 - R_{xk}^2}$  – бічна реакція, яку може передати колесо, тоді запас осей:

$$R_{y1}^{max} = (R'_{z1} + R''_{z1}) \cdot \sqrt{(\varphi^2 - f_r^2)};$$

$$R_{y2}^{max} = \sqrt{(R'_{z2})^2 \cdot \varphi^2 - (R'_{x2})^2} + \sqrt{(R''_{z2})^2 \cdot \varphi^2 - (R''_{x2})^2}.$$

Бічне зусилля, що виникає на повороті, є відцентровим; із врахуванням можливого бічного зусилля вітру та перерозподілу реакцій має вигляд:

$$F_{цб1} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{L_2}{L} \quad \text{и} \quad F_{цб2} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{L_1}{L}.$$

Перерозподіл поздовжніх реакцій  $R_x$  між бортами на кожній осі не однаковий: на ведомій осі – на користь зовнішнього колеса, а на ведучій – внутрішнього (вертикальна реакція входить зі знаком «мінус». Крім того, у осі із само-блокувальним диференціалом позитивний момент більший у внутрішнього колеса, що підсилює перерозподіл:

$$R'_{x1} > R''_{x1} \quad R''_{x2} > R'_{x2}$$

Виникає момент, що розвертає автомобіль

$$T = R'_{x1} - R''_{x1} + R''_{x2} - R'_{x2} \cdot \frac{B}{2}.$$

Тоді сумарне бічне зусилля (без вітру) визначають:

$$F_1 = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{L_2}{L} + [(R'_{x1} - R''_{x1}) + (R''_{x2} - R'_{x2})] \cdot \frac{B}{2 \cdot L}$$

$$F_2 = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{L_1}{L} - [(R'_{x1} - R''_{x1}) + (R''_{x2} - R'_{x2})] \cdot \frac{B}{2 \cdot L}.$$

Запас осі проти заносу

$$F_1 < R_{y1} \quad \text{та} \quad F_2 < R_{y2}$$

Коефіцієнт запасу осі проти заносу:

$$\text{Передньої } K_1 = \frac{R_{y1} - F_1}{R_{y1}}; \quad \text{задньої } K_2 = \frac{R_{y2} - F_2}{R_{y2}}.$$

Так як занос задньої осі прогресуючий, та відповідно більш небезпечний, то вводять коефіцієнт запасу автомобіля проти заносу задньої осі (повинен бути більшим):

$$K_{zy} = \frac{K_2}{K_1} - 1 > 0$$

*Приклад: Автомобиль М2140;  $G_a = 14500 \text{ Н}$ ;  $L_1 = L_2 = 1,2 \text{ м}$ ;  $h_{кр} = 0,5 \text{ м}$ ;*

*$c_x = 0,48$  – опір форми;*

*$B = 1,27 \text{ м}$ ;  $H = 1,48 \text{ м}$ ;  $C_1 = 20000 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$ ;  $C_2 = 16000 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$ ;  $V = 20 \text{ м/с}$ ;*

*$R = 100 \text{ м}$ ;  $r_{ко} = 0,3 \text{ м}$ ;  $f_0 = 0.016$ . Диференціал симетричний.  $G_{hb}$  відцентровому*

$$\text{прискоренні } a = \frac{V^2}{R} = 4, \quad \text{кут крену } \gamma = \frac{\frac{14500}{36000} \cdot \frac{20^2}{100} \cdot 0.5}{1 - 14500 \cdot 0.5} = 0,1028 \text{ рад} = 5.9^\circ, \quad \text{що припустимо.}$$

Вертикальні реакції на колеса

$$R'_{z1} = 14500 \cdot \frac{1.2}{2 \cdot 2.4} + 20000 \cdot 0.1028 \cdot \frac{1}{1.27} = 3625 + 1618,8 = 5244 \text{ Н};$$

$$R''_{z1} = 14500 \cdot \frac{1.2}{2 \cdot 2.4} - 20000 \cdot 0.1028 \cdot \frac{1}{1.27} = 3625 - 1618,8 = 2006 \text{ Н};$$

$$R'_{z2} = 14500 \cdot \frac{1.2}{2 \cdot 2.4} + 16000 \cdot 0.1028 \cdot \frac{1}{1.27} = 3625 + 1295,1 = 4920 \text{ Н};$$

$$R''_{z2} = 14500 \cdot \frac{1.2}{2 \cdot 2.4} - 16000 \cdot 0.1028 \cdot \frac{1}{1.27} = 3625 - 1295,1 = 2330 \text{ Н};$$

Коефіцієнт опору коченню

$$f_r = 0.016 \cdot \left(1 + 5.5 \cdot 10^{-4} \cdot 20^2\right) \cdot \left(1 + \frac{20^2}{0.8 \cdot 9.81 \cdot 100}\right) = 0.01952 \cdot 1.50968 = 0.029;$$

Визначення припустимих бічних реакцій з врахуванням подолання опору та крутного моменту

$$R'_{x1} = 5244 \cdot 0.029 = 152 \text{ Н};$$

$$R''_{x1} = 2006 \cdot 0.029 = 58 \text{ Н};$$

$$R_{y1} = \sqrt{5244^2 \cdot 0.8^2 - 152^2} + \sqrt{2006^2 \cdot 0.8^2 - 58^2} = 4192.4 + 1603.8 = 5796 \text{ Н};$$

$$T_0 = [14500 \cdot 0.029 + 0.5 \cdot 0.48 \cdot 1.24 \cdot 1.27 \cdot 1.48 \cdot 20^2] \cdot 0.3 = 193 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T^* = T^{**} = 130/2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$R'_{x2} = \frac{96.5 - 4920 \cdot 0.029 \cdot 0.3}{0.3} = 177 \text{ Н};$$

$$R''_{x2} = \frac{96.5 - 2330 \cdot 0.029 \cdot 0.3}{0.3} = 254 \text{ Н};$$

$$R_{y2} = \sqrt{4920^2 \cdot 0.8^2 - 177^2} + \sqrt{2330^2 \cdot 0.8^2 - 254^2} = 3935.3 + 1858 = 5793 \text{ Н};$$

$$F_1 = \frac{14500}{9.8} \cdot \frac{20^2}{100} \cdot \frac{1.2}{2.4} + [(152 - 58) + (149 - 74)] \cdot \frac{1.27}{2 \cdot 2.4} = 2959.2 + 44.7 = 3004 \text{ Н};$$

$$F_2 = \frac{14500}{9.8} \cdot \frac{20^2}{100} \cdot \frac{1.2}{2.4} - [(152 - 58) + (149 - 74)] \cdot \frac{1.27}{2 \cdot 2.4} = 2959.2 - 44.7 = 2915 \text{ Н};$$

$$K_1 = \frac{5796 - 3004}{5796} = 0.48; \quad K_2 = \frac{5793 - 2915}{5793} = 0.5; \quad K_{zy} = \frac{0.5}{0.48} - 1 = 0.0417 > 0.$$

Висновки: Фактори, які покращують стійкість:

- $L_1 < L_2$  – центр мас зміщений вперед;
- $C_1 > C_2$  – кутова жорсткість передньої підвіски більше;
- зменшення  $f_r$ ;
- Боковий центр парусності зміщений вперед.

Чим вище розташований центр крену над поверхнею дороги і чим більше підресорена маса, тим більший перерозподіл нормальних реакцій. Збільшення колії сприяє зменшенню перерозподілу реакцій.

Вирази для нормальних реакцій дороги на колеса заднього моста аналогічні. Якщо підвіска заднього мосту залежна, а переднього – незалежна, то зазвичай центр крену у першій значно вище, ніж у другій. В цьому випадку перерозподіл нормальних реакцій на колеса заднього моста значно більше, ніж переднього. Тому умови зчеплення ведучих коліс з дорогою у передньо-привідних легкових автомобілів при криволінійному русі краще, ніж у задньопривідних.

#### **4.3 План виконання роботи**

Для варіанту завдання визначити критичну швидкість заносу, стійкість руху автомобіля та провести модельні математичні експерименти, враховуючи реакції на колесах автомобіля на предмет заносу.

#### **4.4 Контрольні запитання**

1. Назвіть типи підвісок та вказати положення центрів крену.
2. Яке вертикальне положення центру крену є більш доцільним.
3. Що таке вісь та плече крену?
4. Що таке стійкість автомобіля.
5. Як впливає занос осей на стійкість автомобіля



## Лабораторна робота №6 Керованість автомобіля

### 6.1 Мета роботи

Набуття студентами теоретичних навичок по визначенню граничних швидкостей руху автомобіля на повороті

### 5.2 Теоретичні відомості

Керованість – здатність автомобіля під час руху точно слідувати повороту керованих коліс.

Визначають наступні основні способи зміни траєкторії руху автомобіля:

- Пригальмовування коліс одного борта або збільшення швидкості коліс другого (підвищене зношення шин).
- Поворот за рахунок розлому шарнірно складеної рами (ускладнює підведення крутного моменту до задніх коліс)
- Відхилення на кут  $\theta$  площини обертання керованих коліс (найбільш розповсюджена схема).

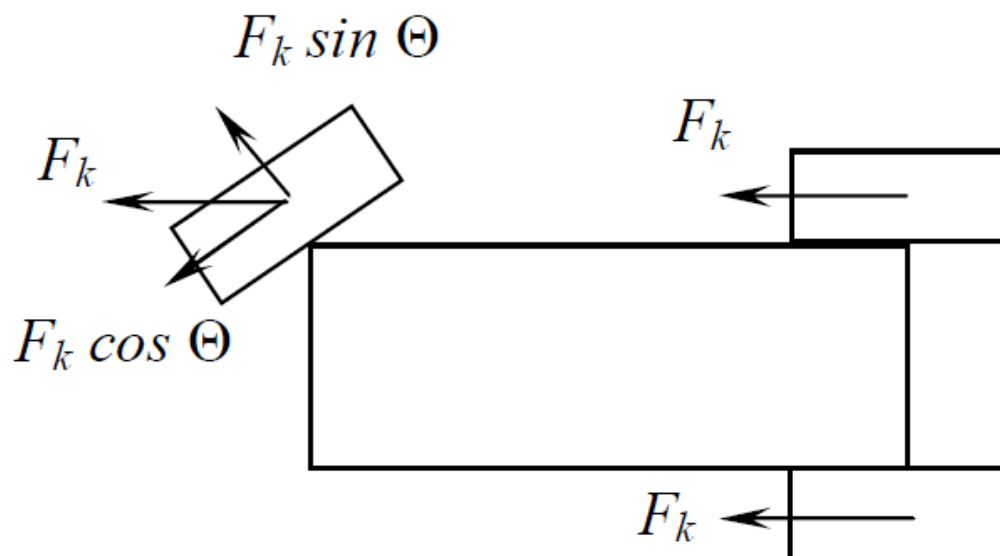


Рис. 6.1 Схема реакцій, що діють на колеса

Умови руху автомобіля в заданому напрямку:

$F_k \cdot \cos\theta \geq R_z \cdot f$  – можливість руху;

$F_k \cdot \sin\theta < R_z \cdot \sqrt{\varphi^2 - f^2}$  – умова заносу.

Звідси умова керуючого впливу щодо напрямку руху має вигляд

$$\frac{R_z \cdot f}{\cos \Theta} \leq F_k < \frac{R_z \cdot \sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\sin \Theta} \quad (6.1)$$

Приклад 6.1: Автомобіль повертає на пашні  
 $f = 0.103$ ;  $\varphi = 0.3$ ;  $\theta = 30^\circ$ ;  $R_z = 3625$  Н.

$$\frac{3625 \cdot 0.103}{\cos 30} \leq F_k < \frac{3625 \cdot \sqrt{0.3^2 - 0.103^2}}{\sin 30}$$

$2042.8 \leq F_k < 431.1$  – умова не виконана.

### Рульова трапеція

Якщо повернути передні колеса на однаковий самий кут, то виникне ковзання обох коліс, що погано впливає на керованість.

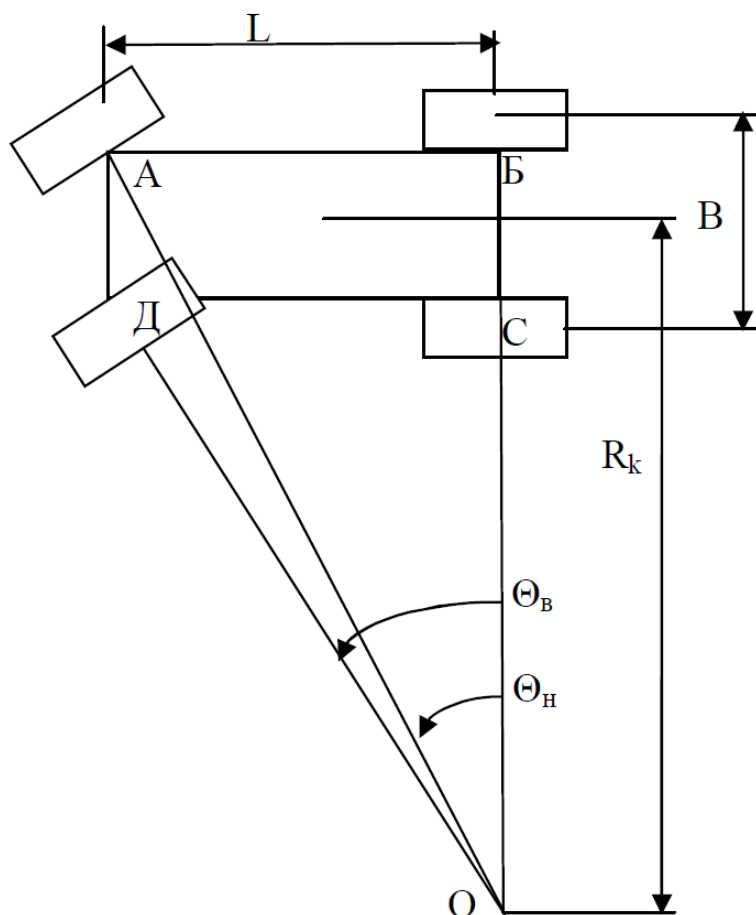


Рис 6 2 Поворот автомобіля з рульовою трапецією

$$\text{З } \triangle AOB \quad \operatorname{ctg} \theta_{\text{зовн}} = \frac{OB}{AB}$$

$$\text{З } \triangle DOS \quad \operatorname{ctg} \theta_{\text{вн}} = \frac{OS}{DS}$$

$$AB = DS = L$$

Знайшовши різницю між рівняннями

$$\operatorname{ctg} \theta_{\text{зовн}} - \operatorname{ctg} \theta_{\text{вн}} = \frac{OB - OS}{DS} = \frac{B}{L}$$

Приклад: M2140,  $B = 1,27$  м;  $L = 2,4$  м;  $R_k = 5$  м.

$$\operatorname{ctg} \theta_{\text{н}} - \operatorname{ctg} \theta_{\text{вн}} = 1,27/2,4 = 0,53.$$

$$\theta_{\text{вн}} = \operatorname{arcctg} \frac{L}{R_k - 0,5 B} .$$

$$\theta_{\text{вн}} = \operatorname{arcctg} \frac{2,4}{5 - 0,5 \cdot 1,27} = 28,8^\circ .$$

$$\theta_{\text{н}} = \operatorname{arcctg} \frac{L}{R_k + 0,5 \cdot B} .$$

$$\theta_{\text{вн}} = \text{arcctg} \frac{2.4}{5 + 0.5 \cdot 1.27} = 23^\circ.$$

Для виконання умови співвідношення кутів повороту коліс необхідно використання складного багато ланкового механізму.

Однак складні рульові механізми не виправдані: при малих швидкостях виконують маневрування; при більших швидкостях – підрулювання. Більші похибки виникають тільки при великих кутах повороту, тобто на малих швидкостях.

Тому приймають на компромісне рішення, використовуючи чотириох ланковий механізм.

### Динаміка автомобіля на еластичних колесах

Загальне відведення  $i$ -ої осі автомобіля складається з силового відведення шин  $\delta_i^0$  осі, кінематичних відведень осі  $\delta_{\text{к0}}$  та колеса  $\delta_{\text{кк}}$ :

$$\delta_i = \delta_i^0 + \delta_{\text{кк}} + \delta_{\text{к0}}$$

У зв'язку зі зміною навантажень на колеса під час крену підресореної маси змінюються деформації шин та відбувається нахил осей мостів, однак порівняно невеликий, яким можна нехтувати.

Розглянемо окремо дані складові.

### Силоне відведення шини

Під впливом бічного зусилля  $F_y$  бігова доріжка колеса деформується – утворюється кут нахилу бігової доріжки  $\alpha$ .

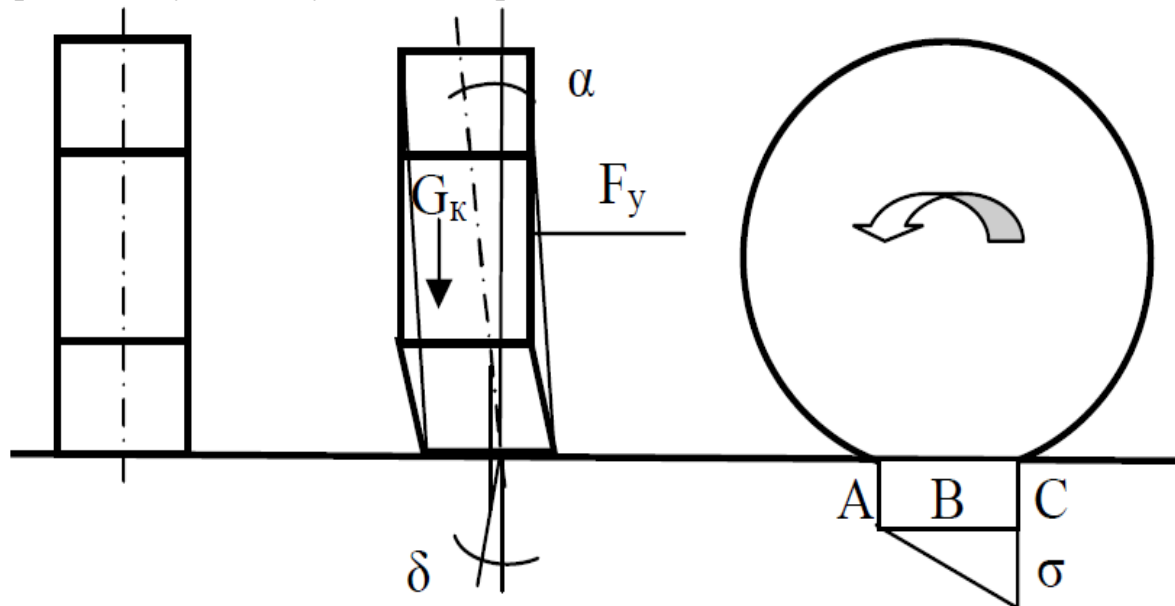
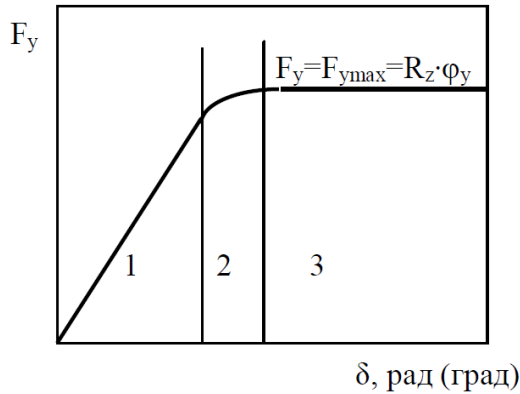


Рис 6.3 Пояснення до схеми відведення колеса:

- т. А – Бігова доріжка тільки увійшла до контакту з дорогою й поки не деформована;
- т. В – середина контакту бігової доріжки деформована на деяку величину;
- т. С – кінець зони контакту – максимальна деформація бігової доріжки.

Рис 6.4 Графік залежності δ(F<sub>y</sub>)

Відведення колеса з еластичною шиною залежить від бічного зусилля.

- 1 – зона чистого відведення – зусилля пропорційне куту відведення
- 2 – зона відведення з ковзанням
- 3 – зона чистого ковзання (занос):

$$F_y = F_{ymax} = R_z \cdot \varphi_y$$

Друга ділянка вкрай не стійка, тому роботу колеса використовують лише у

першій зоні – зоні чистого відведення, де вводять коефіцієнт опору відведенню:

$$K_\delta = \frac{F_y}{\delta} \quad (6.2)$$

Приклад 6.2: шина 6,45 – 13 Kδ = 36000 Н/рад.

При нормальних умовах (ведомий режим при паспортному вертикальному навантаженні) задають K<sub>δн</sub>. Тільки за відсутності дослідних даних K<sub>δн</sub> припустимо визначати (сучасні шини мають значно більший коефіцієнт опору відведенню, ніж розрахований по залежностях:

$K_{\delta n} = 780 \cdot B_k \cdot (d_n + 2 \cdot B_k) \cdot (p_{ш} + 98)$  – для радіальних шин;

$K_{\delta n} = 500 \cdot B_k \cdot (d_n + 2 \cdot B_k) \cdot (p_{ш} + 98)$  – для діагональних шин,

де  $p_{ш}$  – тиск в шині, кПа;  $B_k$  – ширина профілю шини.

Коефіцієнт опору відведенню залежить від:

- конструкції шини (радіальна більш жорстка ніж діагональна);
- тиску в шині – зі збільшенням тиску зростає K<sub>δ</sub>;
- поздовжньої реакції R<sub>x</sub>:

$K_\delta = K_{\delta n} \cdot q_x$  однак  $R_{x max} = R_z \cdot \varphi_x$ , то

$$q_x = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\varphi \cdot R_z}\right)^2}}{1 + 0,375 \cdot \frac{R_x}{R_z}}$$

$$R_x = 0,20 \cdot R_{x max} \rightarrow K_\delta = 0,979 \cdot K_{\delta 0}$$

$$R_x = 0,40 \cdot R_{x max} \rightarrow K_\delta = 0,916 \cdot K_{\delta 0}$$

$$R_x = 0,60 \cdot R_{x max} \rightarrow K_\delta = 0,800 \cdot K_{\delta 0}$$

$$R_x = 0,80 \cdot R_{x max} \rightarrow K_\delta = 0,600 \cdot K_{\delta 0}$$

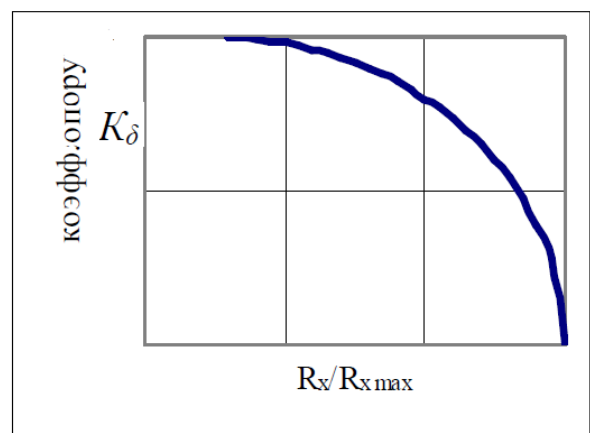


Рис.6.5

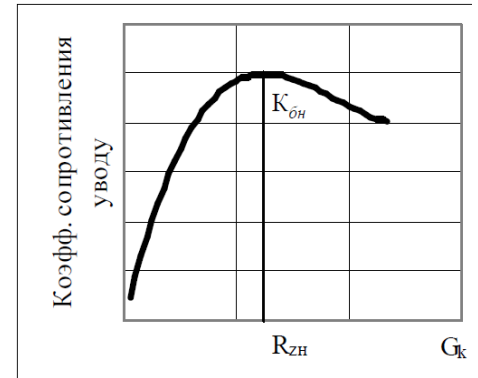
- нормальне реакція за Літвиновим

$$K_{\delta} = K_{\delta H} \cdot \left[ 2,4 \cdot \frac{R_z}{R_{zH}} - 1,8 \cdot \left( \frac{R_z}{R_{zH}} \right)^2 + 0,4 \cdot \left( \frac{R_z}{R_{zH}} \right)^3 \right]$$

$$K_{\delta} = K_{\delta H} \cdot q_z$$

$$R_z = -20\% \rightarrow K_{\delta} = 0,973 \cdot K_{\delta H}$$

$$R_z = +20\% \rightarrow K_{\delta} = 0,979 \cdot K_{\delta H}$$



$R_z$  – нормальне навантаження на колесо

$$K_{\delta} = K_{\delta H} \cdot q_x \cdot q_z \quad (6.3)$$

Висновки:

1. Колесо у ведучому режимі має коефіцієнт опору відведенню  $K_{\delta}$  менший, ніж у відомому.

2. При номінальному вертикальному навантаженні колесо має максимальний коефіцієнт опору відведенню.

3. Коефіцієнт опору відведенню осі в цілому дорівнює сумі коефіцієнтів опору силовому відведенню коліс:

$$\delta_y^o = \frac{F_{yi}}{K'_{\delta} + K''_{\delta}} \quad (6.4)$$

4. Коефіцієнт опору силовому відведенню осі завжди зменшується під час крену кузова, тим значніше, чим більше кутова жорсткість підвіски.

Приклад 6.2: Автомобіль проходить поворот:

$R_{z1H} = 5200$  Н;  $R_{z1B} = 2050$  Н;  $R_{zH} = 3625$  Н;  $K_{\delta H} = 31500$  Н/рад;

$R'_x = 148$  Н;  $R''_x = 75$  Н

$$K_{\delta 1H} = 31500 \cdot \left[ 2,4 \cdot \frac{5200}{3625} - 1,8 \cdot \left( \frac{5200}{3625} \right)^2 + 0,4 \cdot \left( \frac{5200}{3625} \right)^3 \right] = 28966 \text{ Н/рад};$$

$$K_{\delta 1B} = 31500 \cdot \left[ 2,4 \cdot \frac{2050}{3625} - 1,8 \cdot \left( \frac{2050}{3625} \right)^2 + 0,4 \cdot \left( \frac{2050}{3625} \right)^3 \right] = 26899 \text{ Н/рад};$$

$$K_{\delta}' = 28966 \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{148}{5200 \cdot 0,8} \right)^2} = 28947 \text{ Н/рад};$$

$$K_{\delta}'' = 26899 \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{75}{2050 \cdot 0,8} \right)^2} = 26871 \text{ Н/рад}.$$

$$\frac{28947 + 26871}{31500 + 31500} = \frac{55818}{63000} = 0,886.$$

Коефіцієнт опору силовому відведенню двох коліс зменшується на  $1 - 0,886 = 11,4\%$ . (навіть у відомому режимі).

У ведучому або гальмівному зниження  $K_{\delta}$  катастрофічне.

### Кінематичне відведення шини

Крен кузова може викликати нахил площини обертання колеса. Нахил колеса визначається кінематикою підвіски.

1. Для *залежної* підвіски крен кузова не викликає нахилу площини обертання коліс (за рахунок кінематики). Однак перерозподіл вертикальних реакцій призводить до різного деформування коліс, а, тому до нахилу осі.

2. Для *незалежної* підвіски на подвійних поперечних важелях (також на поздовжніх) колесо крениться у бік крену кузова.

3. Для *незалежної* підвіски на одному поперечному важелі колесо крениться в бік, протилежну крену кузова.

4. Для підвіски *Макферсон* кут нахилу площини обертання коліс займає проміжне положення між схемами 1 та 2.

Кут крену  $\beta$  колеса зв'язаний з кутом крену  $\gamma$  кузова коефіцієнтом пропорційності  $K_\gamma$ :  $\beta = K_\gamma \cdot \gamma$ ,

Отже, для підвіски на подвійних поперечних важелях  $K_\gamma = 0,8$ ; для МакФерсона  $K_\gamma = 0,6$ ; на одному поперечному важелі  $K_\gamma < 0$ .

Нахил колеса призводить до кінематичного відведення.  $\delta = K_\beta \cdot \beta$ ,

де  $K_\beta$  – коефіцієнт кінематичного відведення шини,  $K_\beta = 0,2$  (для 6,45–13). Однак  $\beta = K_\gamma \cdot \gamma$ , остаточно

$$\delta = K_\beta \cdot K_\gamma \cdot \gamma. \quad (6.5)$$

### Кінематичне відведення осі

Кінематичне відведення осі  $\delta_{к0}$  викликане розворотом осі під час крену кузова  $\delta_{к0} = K_\chi \cdot \gamma$ , де  $K_\chi$  – характеристика підвіски (коефіцієнт, що дорівнює куту повороту осі автомобіля при поперечнім крені  $1^\circ$ )

Тоді з врахуванням рівнянь (6.3), та (6.5) остаточно знаходять

$$\delta_i = \delta_i^c + \delta_{кк} + \delta_{к0} = \frac{F^y}{K_{\delta_i}' + K_{\delta_i}''} + K_\beta \cdot K_\gamma \cdot \gamma + K_\chi \cdot \gamma.$$

$$\delta_i = \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \frac{G_i}{K_i} \quad (6.6)$$

де  $K_i$  – еквівалентний коефіцієнт опору відведенню осі;  $i=1,2$  – номер осі.

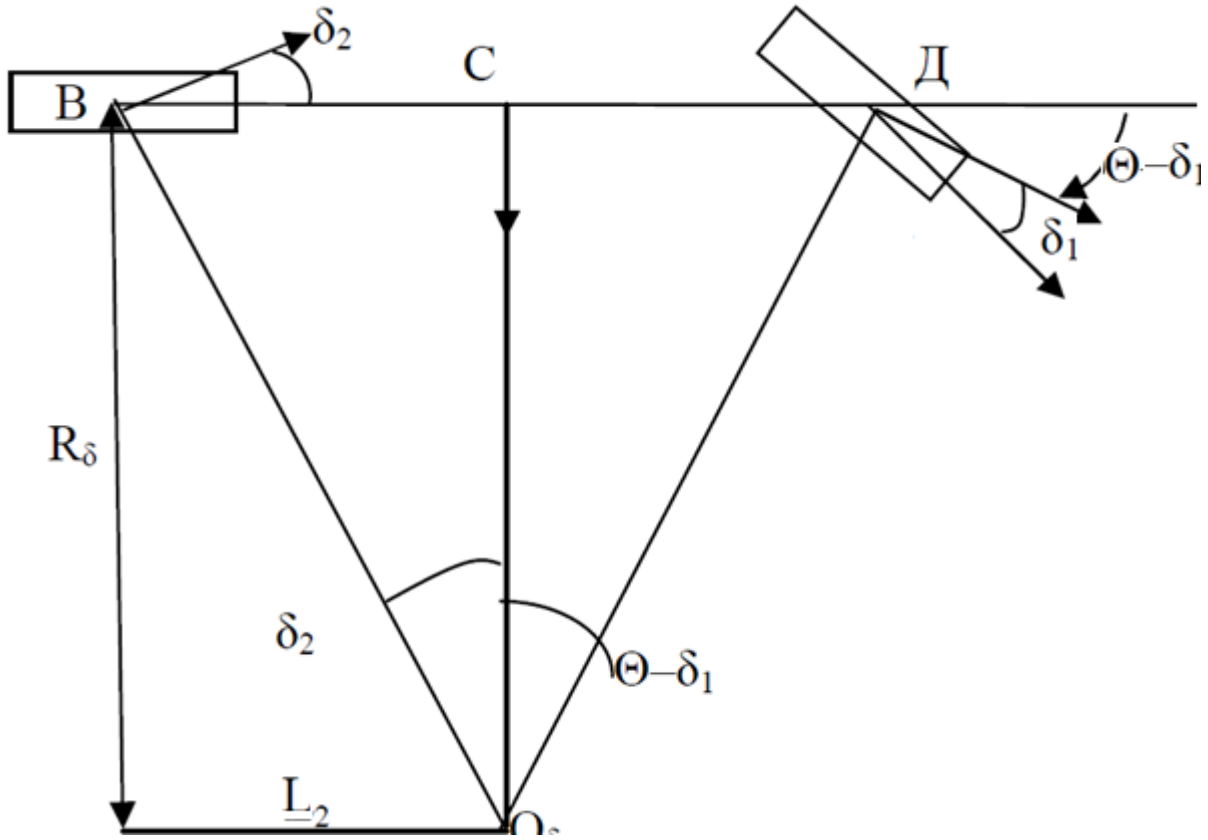
$$1/K_i = \frac{1 \pm \sum_{i=1,2} R_{x1,2}'' \cdot \frac{B}{2 \cdot L}}{K_{\delta_i}' + K_{\delta_i}''} + \frac{(K_\beta \cdot K_\gamma + K_\chi) \cdot h_{xp} \cdot L}{(C_1 + C_2 - G_a \cdot h_{xp}) \cdot L_{3-i}} \quad (6.7)$$

(+) для передньої осі; (–) для задньої осі;

$$\sum_{i=1,2} R_{x1,2}'' = (R'_{x1} - R''_{x1}) + (R''_{x2} - R'_{x2})$$

### Поворот автомобіля на еластичних колесах

Розглянемо «велосипедну» схему. Автомобіль рухається в повороті. Відводить від прямолінійного руху як передні, так і задні колеса.



**Рис 6. 6** Схема до визначення центру повороту пружних еластичних коліс

$\delta_{1,2}$  – еквівалентне відведення передньої і задньої осей.

з  $\Delta O\delta C D$ :  $\tan \theta - \delta_1 = \frac{CD}{O\delta C}$ ; з  $\Delta O\delta C B$ :  $\tan \delta_2 = \frac{CB}{O\delta C}$

Склавши отримані вирази  $\tan \theta - \delta_1 + \tan \delta_2 = \frac{CD}{O\delta C} + \frac{CB}{O\delta C} = \frac{L}{R_\delta}$ .

Звідки  $R_\delta = \frac{L}{\tan \theta - \delta_1 + \tan \delta_2}$ , або для малих кутів

$$R_\delta = \frac{L}{\theta - \delta_1 + \delta_2} \quad (6.8).$$

Примітка: під час руху на жорстких колесах приймають  $R_{ж} = \frac{L}{\theta}$ .

Поворотність автомобіля відіграє роль не тільки під час повороту, але під час прямолінійного руху тощо, якщо є вплив бічного зусилля (вітер, схил):

Висновки:

1. Якщо відведення передньої осі більше  $\delta_1 > \delta_2$ , то радіус повороту зростає  $R_\delta > R_{ж}$ . Такі автомобілі називають автомобілями з недостатньою поворотністю.

Під впливом бічного зусилля, що виникає через відцентрове прискорення, курс автомобілю дещо змінюється, але корекція кермом його компенсує. Автомобіль рухається прямо, але передні колеса дещо повернуті.

2. Якщо відведення осей однакове  $\delta_1 = \delta_2$ , то радіус повороту на еластичних колесах дорівнює радіусу повороту на жорстких:  $R\delta = R_{ж}$ . Такі автомобілі називають автомобілями з нейтральною поворотністю.

Автомобіль боком «сповзає» з дороги. Корекція кермом легко компенсує збурення. Автомобіль рухається «трохи боком» до курсу.

3. Якщо відведення передньої осі менше  $\delta_1 < \delta_2$ , то радіус повороту зменшується  $R\delta < R_{ж}$ . Такі автомобілі називають автомобілями з надлишковою поворотністю.

Під час впливу бічного зусилля виникає відцентрове прискорення, яке не гасить збурення, а призводить до появи автоколивань. Рух автомобілю не стійкий, курс змінюється, корекція кермом не завжди компенсує ці зміни. Автомобіль рухається боком, передні колеса повернуті.

Висновок: Сучасний швидкісний автомобіль повинен мати недостатню поворотність.

### Комплексна оцінка поворотності автомобіля

. Коефіцієнт недостатньої поворотності

Відведення осі визначається еквівалентним (тобто сумарним, що враховує усі види) коефіцієнтом опору бічному відведенню:

$$\delta_1 = \frac{F_y}{K_1} = \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \frac{G_1}{K_1} \quad \text{и} \quad \delta_2 = \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \frac{G_2}{K_2}.$$

$$R_\delta = \frac{L}{\Theta - \delta_1 + \delta_2} = \frac{L}{\Theta - \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \left( \frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2} \right)}. \quad (6.9)$$

$K_{ндп} = \frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2}$  – коефіцієнт поворотності, за яким розрізняють:

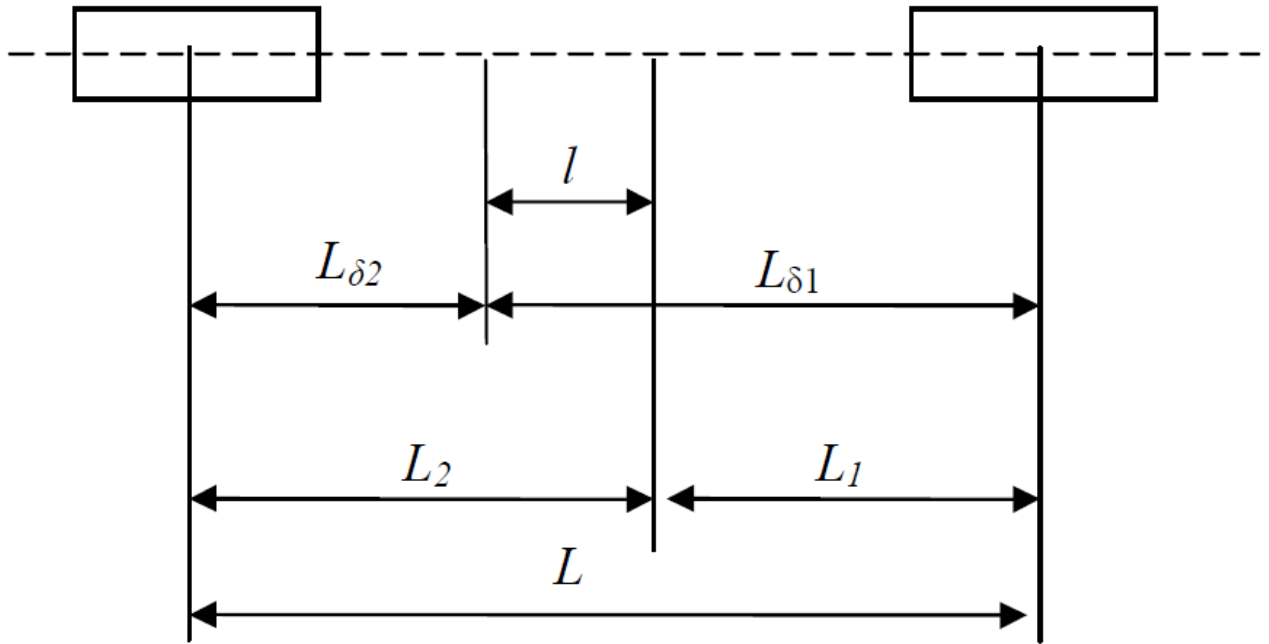
недостатню ( $K_{ндп} > 0$ ); нейтральну ( $K_{ндп} = 0$ ); надлишкову ( $K_{ндп} < 0$ ).

Примітка:  $K_{ндп}$  – величина розмірна [рад], тому, суб'єктивна. Порівнювати різні автомобілі цим коефіцієнтом не можна.

### Коефіцієнт запасу керованості

На базі автомобіля можна знайти таку точку, яку називають центром бічних реакцій (ЦБР). Якщо до ЦБР прикласти бічне зусилля, то відведення осей будуть дорівнювати  $\delta_1 = \delta_2$ .





**Рис 6. 7** Схема до визначення положення ЦБР

$$\delta_1 = \frac{F_{y1}}{K_1}; \quad \delta_2 = \frac{F_{y2}}{K_2}$$

Знайдемо зусилля  $F_{y1} = F_y \cdot \frac{L_{\delta 2}}{L}$ ;  $F_{y2} = F_y \cdot \frac{L_{\delta 1}}{L}$ .

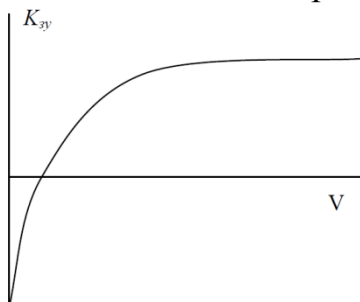
Враховуючи, що  $\delta_1 = \delta_2$  та  $L_{\delta 1} = L - L_{\delta 2}$ , отримуємо:  $\frac{L - L_{\delta 2}}{K_2} = \frac{L_{\delta 2}}{K_1}$ , звідки

$$L_{\delta 2} = L \cdot \frac{K_1}{K_1 + K_2}, \quad L_{\delta 1} = L \cdot \frac{K_2}{K_1 + K_2}$$

Примітка: Зміщення ЦБР відносно ЦВ до задньої осі означає недостатню поворотність. Таке зміщення вважають позитивним.

$K_{zy} = \frac{l}{L} = -$  коефіцієнт запасу керованості.

Ідеальний вигляд характеристики показаний на рисунку 6.8



**Рис 6. 8** Графік ідеальної залежності  $K_{zy}(V)$

Така характеристика можлива у повно керованих автомобілів, у яких усі колеса керовані: на малих швидкостях у автомобіля повинна бути надлишкова поворотність (для підвищення маневреності), а на великих – недостатня (задні колеса повертаються в бік повороту):

### Статична чутливість автомобіля до керування

Введемо передатну функцію  $W = \frac{X_{\text{вих}}}{X_{\text{вх}}}$  – статична чутливість автомобіля до керування. Вхідний сигнал –  $\Theta$  – кут повороту коліс. Для малих кутів припустимо, що  $\text{tg } \theta = \theta = \frac{L}{R}$ , вихідний сигнал –  $\omega = \frac{V}{R}$  – кутова швидкість автомобіля.

Для автомобіля на еластичних колесах статична чутливість автомобіля до управління буде виглядати наступним чином:

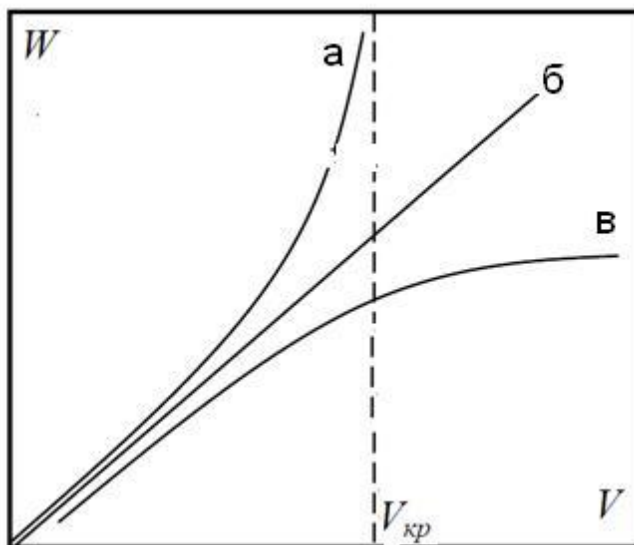
$$W = \frac{\omega}{\theta} = \frac{V}{L} \quad (6.10)$$

$$R = \frac{L}{\Theta - \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \left( \frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2} \right)}$$

$$\Theta = \frac{L}{R} + \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \left( \frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2} \right) \quad \text{тоді} \quad W = \frac{\omega}{\Theta} = \frac{\frac{V}{R}}{\frac{L}{R} + \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \left( \frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2} \right)}$$

або з урахуванням (.)

$$W = \frac{V}{L + \frac{V^2}{g} \cdot K_{\text{ндп}}} \quad (6.11)$$



А) надлишкова, б) нейтральна, в) недостатня поворотності

Рис.6.9 Графік статичної чутливості у залежності від швидкості руху

Розглянемо різні умови :

а) Автомобіль має надлишкову поворотність. При зовнішньому збуренні відбувається занос автомобіля, тобто радіус повороту дорівнює нулю:

$$\Theta = \frac{L}{R} + \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \left( \frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2} \right) \rightarrow R = \frac{L}{\Theta} + \frac{V^2}{g \cdot \Theta} \cdot \left( \frac{G_2}{K_2} - \frac{G_1}{K_1} \right) = 0$$

$$L + \frac{V^2}{g} \cdot \left( \frac{G_2}{K_2} - \frac{G_1}{K_1} \right) = 0$$

Критична швидкість, при якій радіус повороту дорівнює нулю – повна втрата керованості  $V = \frac{g \cdot R}{\frac{G_2}{K_2} - \frac{G_1}{K_1}}$

б) Автомобіль має недостатню поворотність. При зовнішньому збуренні виникає збільшення радіусу повороту автомобіля. Обмежимо це збільшення радіуса руху автомобіля не більше двох разів, тоді визначимо *характерну швидкість*:

$$V = \frac{g \cdot R}{\frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2}}$$

ВИСНОВКИ: 1 При надлишковій поворотності максимальна швидкість автомобіля повинна бути значно менше критичної  $V_{\max} \ll V_{\text{кр}}$ .

2 При недостатній поворотності максимальна швидкість автомобіля не повинна перевищувати характерну швидкість  $V_{\max} < V_{\text{хар}}$ .

При недостатній поворотності для збільшення  $V_{\text{хар}}$  можна знижувати  $K_2$  або збільшувати  $K_1$ .

### Контрольні запитання

Відведення еластичних шин

**Яку** поворотність розрізняють та надати їй характеристику.

Яку точку називають центром бічних реакцій (ЦБР)?

Навести графік статичної чутливості у залежності від швидкості руху та пояснити вплив на стійкість руху автомобіля.

Наведіть схему Повороту автомобіля на еластичних колесах, дайте їй пояснення.

## Варіанти завдань РГР

№ вар.	Марка автомобіля	$V$ , см <sup>3</sup>	$N_{max}$ , кВт	$n_{Nmax}$ , об/хв	$M_{max}$ , Н·м	$n_{Mmax}$ , об/хв	$i_n$	$i_0$	$V_{max}$ , км/ГОД	$m_c$ , кг	$m_n$ , кг	Тип приводу	Розмір шин
1.	Chevrolet Aveo T250	1498	63,3	5600	132	3000	3,55/1,95/1,28/0,97/0,76	3,72	176	1205	1545	передній	185/60 R14
2.	ВАЗ 2170	1596	72	5600	145	4000	3,64/1,95/1,36/0,94/0,78	3,7	183	1088	1578	передній	185/65 R14
3.	ЗАЗ Sens	1299	51,5	5500	108	3250	3,45/2,06/1,33/0,97/0,83	4,13	160	1085	1400	передній	175/70 R13
4.	ЗАЗ Forza	1497	80,2	6000	140	4500	3,17/2,05/1,42/1,06/0,86	4,69	160	1200	1575	передній	185/60 R15
5.	КамАЗ -5320	10850	154,6	2700	638	1600				15305			
6.	Chery Elara	1971	94	5500	180	4000	3,5/1,95/1,36/0,97/0,81	3,94	185	1290	1665	передній	195/55 R15
7.	Автобус ЛАЗ-699Н									12640			
8.	BYD F3	1488	72,8	6000	134	4500	3,58/1,95/1,34/0,98/0,8	4,05	170	1170	1550	передній	195/60 R15
9.	Geely МК	1498	69	6000	138	3400	3,18/1,9/1,25/0,91/0,7	4,3	165	1060	1460	передній	185/60 R15
10.	Citroën C4	1997	103	6000	200	4000	3,45/1,87/1,37/1,05/0,8	4,05	207	1276	1772	передній	205/55 R16
11.	ЗиЛ 133												
12.	FIAT Idea 1.9 Multijet	1910	74	4000	260	1750	3,58/1,88/1,19/0,85/0,69	3,63	179	1275	1750	передній	195/55 R16
13.	Ford Focus 1.6 TDCi	1560	80	4000	240	1750	3,8/2,05/1,35/0,92/0,72	3,41	188	1320	1885	передній	195/65 R15
14.	Ford Fiesta	1388	71	5750	128	4200	3,58/1,93/1,28/0,95/0,76	4,06	175	979	1495	передній	175/65 R14
15.	КрАЗ 257												
16.	KIA Cerato 1.6 CVVT	1591	89	6200	157	4200	3,62/1,95/1,37/1,03/0,84	4,29	192	1275	1750	передній	205/55 R16
17.	Honda CR-V 2.4 i-VTEC	2354	122	5800	220	4200	2,79/1,64/1,08/0,77/0,57	4,5	190	1595	2080	повний	225/60 R18
18.	Hyundai Elantra	1975	105	6000	186	4600	3,31/1,96/1,26/0,98/0,78	4,17	190	1320	1810	передній	205/55 R16
19.	МАЗ-5551									16230			
20.	Mazda 6 MZR 1.8L	1798	88	5500	165	4300	3,67/2,06/1,39/1,03/0,8	4,1	200	1280	1885	передній	225/55 R17
21.	Mercedes G 55 AMG	5439	386	6100	700	3000	3,59/2,19/1,41/1/0,83	4,11	210	2550	3200	повний	275/50 R20
22.	Mitsubishi Lanser X	1998	113	6000	198	4250	3,54/1,91/1,33/1,03/0,82	4,24	200	1365	1850	передній	245/40 R18
23.	VW Multivan 1.9 TDI	1896	75	3500	250	2000	3,78/2,06/1,25/0,84/0,66	4,56	157	2040	3000	передній	215/65 R15
24.	Octavia Tour 1.8 20V	1781	110	5700	210	2500	3,3/1,94/1,31/1,03/0,84	3,68	219	1260	1845	передній	195/65 R15
25.	Volvo S60 2.5 T AWD	2521	154	5000	320	2000	3,39/1,91/1,19/0,87/0,7	4,0	225	1540	2050	передній	205/55 R16

26.	ГАЗ 2705	2890	78	4000	220,7	2350	4,05/2,34/1,39/1/0,85	3,51	130	2020	3500	задній	85/75 R16 C
27.	AUDI A3	1595	75	5600	148	3800	3,46/1,96/1,28/0,98/0,81	3,52	185	1185	1745	передній	205/55 R16
28.	Opel Astra	1364	66	5600	125	4000	3,73/2,14/1,41/1,12/0,89	4,18	178	1240	1715	передній	195/60 R15
29.	Toyota Land Cruiser 200	4664	212	5400	445	3400	3,52/2,04/1,4/1/0,72	4,1	200	2510	3300	повний	285/65 R18
30.	UAZ Hunter ЗМЗ-409.10	2693	94,1	4400	217,6	2500	3,62/2,58/1,52/1/0,86	3,46	130	1815	2890	повний	225/75 R16

$V$  – робочий об'єм, см<sup>3</sup>;

$N_{max}$  – максимальна потужність двигуна, кВт;

$n_{Nmax}$  – кількості обертів колінчастого вала при максимальній потужності, об/хв;

$M_{max}$  – максимальний крутний момент, Н·м;

$n_{Mmax}$  – кількості обертів колінчастого вала при максимальному крутному моменті, об/хв;

$i_n$  – передаточні числа коробки передач;

$i_0$  – передаточне число головної передачі;

$V_{max}$  – максимальна швидкість, км/год;

$m_c, m_n$  - споряджена та повна маса автомобіля, кг.

## Літературні джерела

1. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля Учебник для вузов. –СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
2. Хусаинов А.Ш., Селифанов В.В. Теория автомобиля. Конспект лекций, Ульяновский ДТУ, 2008- с.12
3. Волков Вільський Теорія руху автомобіля Суми: Університетська книга 2010.- 320с 'Іл.124.,
4. Кравец В. Н. Теория автомобиля: учеб. Пособие / В. Н. Кравец. –Нижний Новгород: НГТУ, – 2007. – 368 с.
5. Інформаційні ресурси

<https://www.youtube.com/watch?v=ef5blVoL5mY>

<https://www.youtube.com/watch?v=2tMy5M0G1w8>

<https://www.youtube.com/watch?v=Av-jj8NNrv8>

<https://www.youtube.com/watch?v=MJX5ifz3E>

<https://www.youtube.com/watch?v=Np2yqYuJSFA>

<https://www.youtube.com/watch?v=a3PC03qqXNA>

<https://www.youtube.com/watch?v=9Xeg9xhwjFM>

[https://www.youtube.com/watch?v=YoQFLM\\_AxhE](https://www.youtube.com/watch?v=YoQFLM_AxhE)

<https://www.youtube.com/watch?v=tS21Fhyt04U>

<https://www.youtube.com/watch?v=dhQTFIYtiEQ>

## Зміст

Вступ.....	4
Лабораторна робота №1 Зовнішні швидкісні характеристики двигунів .....	5
Лабораторна робота №2 Динамічні фактор, характеристика і паспорт автомобіля. Розрахунок сил опору та зміни ваги, що припадає на колеса у залежності від умов руху .....	11
Лабораторна робота №3 Прокідність автомобіля .....	21
Лабораторна робота № 4 Плавність руху автомобіля .....	33
Лабораторна робота № 5 Стійкість автомобіля до перекидання та заносу під час криволінійного руху з урахуванням підвіски .....	42
Лабораторна робота №6 Керованість автомобіля .....	57
Варіанти завдань РГР .....	69
Літературні джерела .....	71
Літературні джерела .....	72