

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства та
природокористування

Кафедра автомобілів та автомобільного господарства

02-03-122М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання лабораторних робіт
з навчальної дисципліни «Автомобілі»
для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня
за освітньо-професійною програмою
«Автомобільний транспорт»,
спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»
усіх форм навчання

Рекомендовано науково-методичною
радою з якості ННМІ
Протокол № 1 від 07.09.2022 р.

Рівне – 2022

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з навчальної дисципліни «Автомобілі» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою «Автомобільний транспорт», спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» усіх форм навчання [Електронне видання] /Марчук М. М., Морозов Ю. В., Морозюк С. В. – Рівне : НУВГП, 2022. – 63 с.

Укладачі: Марчук М. М., к.т.н., професор кафедри автомобілів та автомобільного господарства; Морозов Ю. В., д.т.н., доцент кафедри автомобілів та автомобільного господарства; Морозюк С. В., старший викладач кафедри автомобілів та автомобільного господарства.

Відповідальний за випуск: доцент Стадник О. С., в.о. завідувача кафедри автомобілів та автомобільного господарства

Протокол засідання кафедри № 11 від 11 липня 2022 року.

Керівник групи забезпечення
першого бакалаврського рівня спеціальності
274 «Автомобільний транспорт»

Морозов Ю. В.

© М. М. Марчук, Ю. В. Морозов,
С. В. Морозюк, 2022
© НУВГП, 2022

Зміст

1. Лабораторна робота № 1	
Визначення основних параметрів прохідності автомобіля і розмірність шин.....	4
2. Лабораторна робота №2	
Визначення координат центра ваги автомобіля.....	8
3. Лабораторна робота № 3	
Визначення моментів інерції деталей автомобіля.....	11
4. Лабораторна робота №4	
Визначення радіусів автомобільного колеса.....	17
5. Лабораторна робота №5	
Визначення характеристик шин.....	26
6. Лабораторна робота №6	
Визначення коефіцієнта врахування обертових мас.....	31
7. Лабораторна робота №7	
Визначення координат центра мас автомобіля.....	37
8. Лабораторна робота № 8	
Дослідження параметрів, які характеризують взаємодію колеса з дорогою.....	43
Література.....	63

Лабораторна робота № 1

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОХІДНОСТІ АВТОМОБІЛЯ НА РОЗМІРНІСТЬ ШИН

1. ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

Деякі параметри прохідності (зчіпна маса, сила тяги по зчепленню та інші) суттєво впливають на тягово-швидкісні властивості автомобіля. А тому їх визначення на початку даного розділу є доцільним. Вміння орієнтуватися в розмірах шин дозволить правильно встановлювати всі їх розміри (вільний, статичний, динамічний та кінематичний).

Наближено статичний радіус колеса визначається за формулою

$$r_{\text{ст}} = 0,5d + \Delta\lambda_{\text{зм}}B, \quad (1)$$

де d – посадочний діаметр обода, мм;

$\Delta = H/B$ (H і B – висота і ширина профілю шини, мм);

$\lambda_{\text{зм}}$ – коефіцієнт зминання шини під навантаженням.

Для шин вантажних автомобілів та автобусів (крім широко профільних) $H/B \approx 1$. Для легкових автомобілів, якщо шини мають дюймове позначення $H/B \approx 0,95$, якщо змішане (міліметрово-дюймове) $H/B \approx 0,8 \dots 0,85$.

Для шин вантажних автомобілів, автобусів та діагональних шин легкових автомобілів $\lambda_{\text{зм}} = 0,85 \dots 0,9$, для радіальних шин легкових автомобілів $\lambda_{\text{зм}} = 0,8 \dots 0,85$. На дорогах із твердим покриттям динамічний радіус колеса можна прийняти рівним статичному ($r_{\text{д}} \approx r_{\text{ст}}$).

Прохідність поділяється на профільну і опорну. Профільна прохідність характеризує можливість долання нерівностей шляху, перешкод та можливість вписуватись в необхідну смугу руху. Опорна прохідність визначає можливість руху в погіршених дорожніх умовах і по деформованому ґрунту.

Профільна прохідність оцінюється такими показниками (рис. 1):

дорожнім просвітом, H ;

переднім та заднім звисом, $L_{\text{п}}, L_{\text{з}}$;

кутом переднього та заднього звису, $\gamma_{\text{п}}, \gamma_{\text{з}}$;

повздовжнім та поперечним радіусом прохідності, $R_{\text{повзд}},$

$R_{\text{поп}}$;

найбільшим кутом подоланого підйому;

найбільшим кутом подоланого косягору;

коефіцієнт співпадіння слідів передніх та задніх коліс

$\eta_c = b_{\text{п}}/b_{\text{з}}$ ($b_{\text{п}}$ і $b_{\text{з}}$ – ширина сліду передніх та задніх коліс).

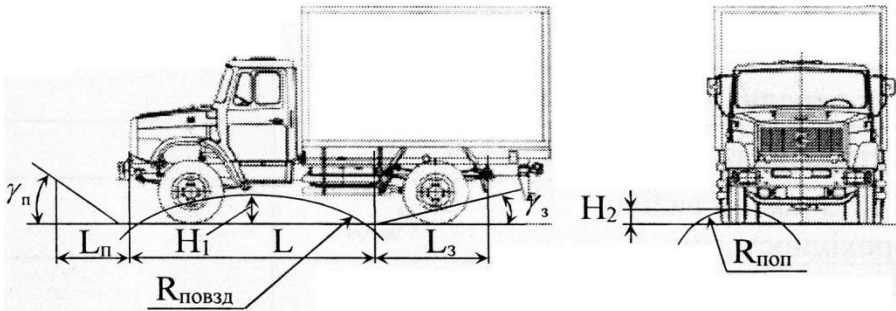


Рис. 1. Показники прохідності.

Повздовжній радіус прохідності визначається за формулою.

$$R_{\text{повзд}} = 0,5 \left(\frac{L}{4H_1} + H_1 - 2r_{\text{д}} \right); \quad (2)$$

де $r_{\text{д}}$ – динамічний радіус колеса, мм;

H_1 – дорожній просвіт в середній частині автомобіля, мм.

Поперечний просвіт прохідності визначається за формулою:

$$R_{\text{поп}} = \frac{B_{\text{вн}}^2 + 4H_2^2}{8H_2}; \quad (3)$$

де $B_{\text{вн}}$ – відстань між внутрішніми поверхнями шин коліс, мм;

H_2 – дорожній просвіт під заднім мостом, мм.

Одним з основних показників опорної прохідності є зчіпна маса автомобіля ($M_{\text{зч}}$) – частка його маси, що припадає на ведучі колеса.

2. ЛАБОРАТОРНЕ ОБЛАДНАННЯ.

Автомобіль

Рулетка, лінійка, динамометр стиснення.

3. ОБ'ЄМ ТА МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ РОБОТИ.

Група студентів поділяється на окремі ланки (2-3 студенти). Викладач кожній ланці дає конкретний об'єкт для дослідження. Студенти визначають основні показники профільної та опорної прохідності. Складають схему автомобіля. За результатами досліджень заповнюють табл.1.

Таблиця 1. Основні параметри автомобіля.

Параметри	Позначення	Величина
Дорожній просвіт, мм	H_1, H_2	
Передній звис, мм	$L_{\text{п}}$	
Задній звис, мм	$L_{\text{з}}$	
Кут переднього звису, град	$\gamma_{\text{п}}$	
Кут заднього звису, град	$\gamma_{\text{з}}$	
Поздовжній радіус прохідності	$R_{\text{повзд}}$	
Поперечний радіус прохідності	$R_{\text{поп}}$	
Розмір коліс	$B \times D$	
Радіус коліс	$R_{\text{ст}}$	

Ширина сліду передніх коліс, мм	$b_{\text{п}}$	
Ширина сліду задніх коліс, мм	$b_{\text{з}}$	
Коефіцієнт співпадіння слідів передніх і задніх коліс	$\eta_{\text{с}}$	
Зчіпна маса (вага), кг	$M_{\text{зч}}, G_{\text{зч}}$	
Сила тяги по зчепленню для заданого коефіцієнта зчеплення, Н	$P_{\text{зч}}$	

Для визначення зчіпної маси слід провести зважування ведучого моста автомобіля на спеціальному стенді, або за допомогою динамометра стиснення. Силу тяги по зчепленню $P_{\text{зч}}$ при заданому коефіцієнті зчеплення $\varphi = 0,7 \dots 0,8$ (сухий асфальт) визначають за формулою

$$P_{\text{зч}} = G_{\text{зч}} \cdot \varphi \quad (4)$$

Звіт повинен включати схеми автомобіля, розрахункові формули і основні параметри автомобіля.

Лабораторна робота № 2

ВИЗНАЧЕННЯ КООРДИНАТ ЦЕНТРА ТЯЖІННЯ АВТОМОБІЛЯ

1. ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

Для автомобіля (особливо завантаженого) положення центра ваги суттєво впливає на його тягові, динамічні параметри, а також стійкість.

Для знаходження координат центра ваги автомобіля визначають сили тяжіння, що припадають на задній G_3 і передній $G_{\text{п}}$ мости. Їх сума становить загальну силу тяжіння.

$$G = G_3 + G_{\text{п}} \quad (1)$$

Поздовжню координату центра тяжіння b (див. рис. 2) визначають за формулою:

$$b = L \frac{G_{\text{п}}}{G} \quad (2)$$

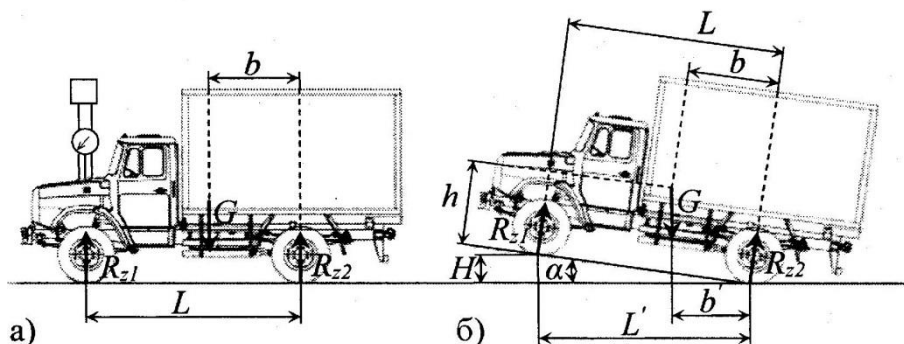


Рис. 2. Схема для визначення координат центра ваги автомобіля (а–вертикальної, б– горизонтальної)

Для визначення вертикальної координати центра ваги вісь автомобіля піднімають і встановлюють на опору висотою H (див. рис.2). В результаті цього параметри G_{Π} і G_3 перерозподіляються.

З рівняння моментів сил відносно т. O_2 отримаємо:

$$\begin{aligned} G'_{\Pi} \cdot L' - G \cdot b' &= 0; \\ b' &= \frac{L' \cdot G'_{\Pi}}{G} = L' \frac{G - G_3}{G}, \end{aligned} \quad (3)$$

b' – повздовжня відстань від вектора сили тяжіння G до центра задніх коліс;

L' – проекція бази L на горизонтальну площину.

На основі геометричних співвідношень визначають вертикальну координату h за формулою:

$$h = r + \left(b - \frac{b'}{\cos \alpha} \right) \operatorname{ctg} \alpha, \quad (4)$$

де r – радіус задніх коліс;

α – кут підйому автомобіля.

Наближено $\operatorname{tg} \alpha = \frac{H}{L'}$, $\alpha = \operatorname{arctg} \frac{H}{L'}$.

2. ЛАБОРАТОРНЕ ОБЛАДНАННЯ

Автомобіль

Динамометр стиснення, рулетка.

Стенд для визначення центру сили тяжіння.

3. ОБ'ЄМ І МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Встановити автомобіль на стенді.

Визначити за допомогою динамометрів сили G_{Π} і G_3 .

Визначити параметр L .

За формулою (2) визначити повздовжню координату b .

Нанести координату b центра ваги на раму автомобіля.

Для визначення координати h наступні дії:

встановити передній міст на опору висотою H ;

визначити параметри G'_3 , L' , b' , α , r ;

визначити координату h за формулою (4).

Нанести положення центра тяжіння на бокову поверхню автомобіля. Дані розрахунку звести у таблицю 1.

Таблиця 1. Дані для визначення координат центра сили тяжіння.

Параметри	Позначення	Величина
Сила тяжіння, що припадає на вісь, Н		
передню,	$G_{п}$	
задню мм	$G_{з}$	
Загальна сила тяжіння, Н	G	
База автомобіля, мм	L	
Проекція бази, мм	L'	
Поздовжня відстань від вектора G до центра задніх коліс , мм	b'	
Сила тяжіння задньої осі в нахиленому положенні,	$G'_з$	
Радіус коліс	r	
Висота опори, мм	H	
Кут нахилу автомобіля	α	
Коефіцієнт співпадіння слідів передніх і задніх коліс	η_c	
Зчїпна маса (вага), кг	$M_{зч}, G_{зч}$	
Координати центра тяжіння в мм,	b, h	

Звіт повинен включати схему автомобіля, розрахункові формули, значення основних параметрів і координати тяжіння автомобіля.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Для чого визначаються координати центра мас автомобіля?
2. Яка різниця між вагою і масою автомобіля?

3. Як впливає розміщення центра мас автомобіля на його стійкість при русі?

Лабораторна робота № 3

ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТІВ ІНЕРЦІЇ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБІЛЯ

1. ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

Момент інерції деталі – величина стала і визначається її геометричними розмірами. Чим більший момент інерції деталі, тим більші інерційні моменти вона створює на валах при різних режимах обертання і тим більшу силу необхідно розвинути для розгону деталі.

Трансмісія автомобіля складається з ряду з'єднаних деталей, що обертаються, моменти інерції яких суттєво впливають на динаміку розгону автомобіля. Вміння правильно розрахувати момент інерції деталі дозволяє визначити момент інерції всіх обертових частин трансмісії і таким чином частину обертового моменту двигуна, необхідного для розкручування всієї трансмісії. Знання моментів інерції деталей дозволяє також визначити:

можливість виникнення резонансних явищ трансмісії і розробити рекомендації для їх зменшення;

динамічні навантаження трансмісії на перехідних режимах і вибрати обґрунтовані коефіцієнти запасу міцності.

Визначити момент інерції будь-якої деталі можна аналітичним або дослідницьким шляхом.

Аналітично момент інерції суцільної деталі сталого радіуса знаходять за формулою:

$$I = \frac{1}{2} m \cdot r^2, \text{ кгм}^2$$

де m – маса деталей, кг;

r – радіус деталі, м.

Підставивши у вище наведену формулу

$$m = V \cdot \gamma = \pi \cdot r^2 l \cdot \gamma,$$

де V – об'єм деталі, м³;

γ – густина матеріалу, кг/м³;

Отримаємо

$$I = \frac{\pi}{2} \gamma \cdot l \cdot r^4.$$

Для сталевих деталей, які застосовуються при конструюванні деталей трансмісії $\gamma=7800$ кг/м³. Тоді

$$I = 12,25 \cdot 10^3 \cdot l \cdot r^4 \quad (1)$$

Якщо деталь має складну конфігурацію (Рис. 1), то її умовно розбивають на частини циліндричної форми, знаходять моменти інерції кожної, а потім останні додають (або віднімають, якщо це отвір).

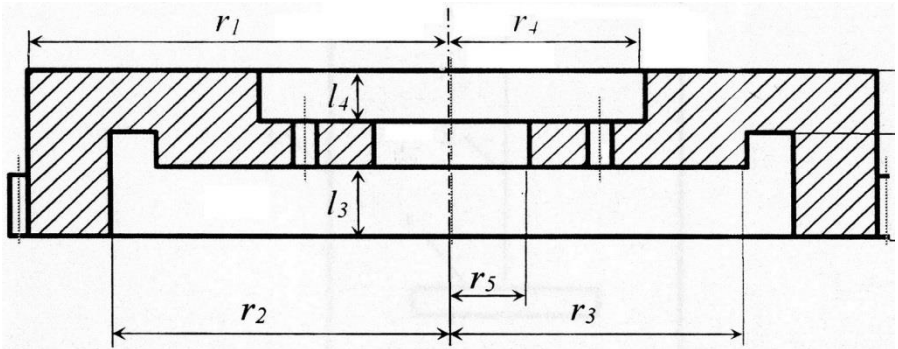


Рис. 1. Ескіз маховика.

Формула для визначення моменту інерції в даному випадку буде мати вигляд:

$$I_0 = 12,25 \cdot 10^3 (I_1 \cdot r_1 - I_2 \cdot r_2 + I_3 \cdot r_3 - I_4 \cdot r_4 - I_5 \cdot r_5)$$

Дослідним шляхом визначити моменти інерції деталі обертання можливо кількома способами. Найбільш простий з них

– метод крутильних коливань. Для цього використовується спеціальний стенд (Рис. 2). Він складається з базового диска 1, момент інерції якого I_0 відомий завчасно і дроту 2, жорстко закріпленого на верхній частині рами 3. Закрутивши на деякий кут, визначають період його крутильних коливань T_0 за секундоміром. Цей же період може бути вирахований за формулою:

$$T_0 = 2\pi \sqrt{\frac{I_0}{k}}, \text{ с}$$

де k – кутова жорсткість дроту.

Прикріпивши до диска деталь, момент інерції I_d якої необхідно знайти, аналогічним чином, за секундоміром визначають період крутильних коливань T всієї системи. Цей період вираховують за формулою

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I}{k}}, \text{ с}$$

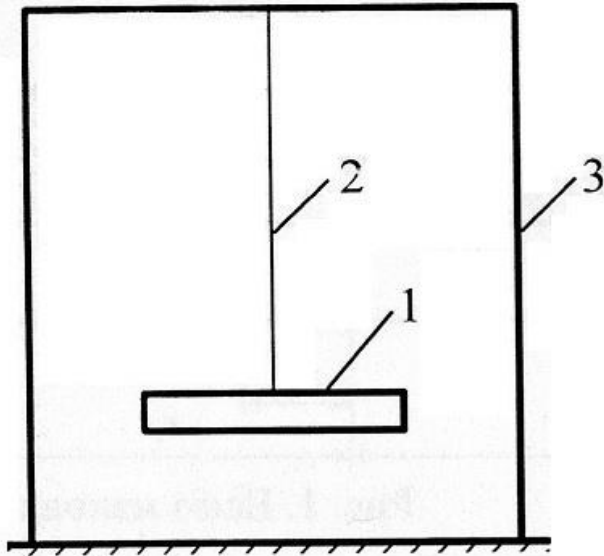


Рис. 2. Схема для визначення координат центра ваги автомобіля (а–вертикальної, б– горизонтальної)

Вилучивши з останніх двох рівнянь значення жорсткості k , знаходимо момент інерції всієї системи,

$$I = I_0 \frac{T^2}{T_0^2}$$

або момент інерції тільки деталі

$$I_d = I - I_0 = I_0 \left(\frac{T^2}{T_0^2} - 1 \right). \quad (2)$$

Відносна похибка розрахунків моменту інерції аналітичним і дослідним шляхами визначається за формулою:

$$\Delta I = \frac{I_d - I_0}{I_d} \cdot 100\% \quad (3)$$

де I_d – момент інерції деталі, визначений дослідним шляхом;

I_0 – момент інерції тієї ж деталі, визначений аналітичним шляхом.

2. ЛАБОРАТОРНЕ ОБЛАДНАННЯ

Опис лабораторної установки (рис.2), наведений у розділі

1.

Експериментально визначаються моменти інерції для наступних обертальних деталей двигуна і автомобіля:

- а) маховик двигуна ГАЗ-52;
- б) маховик двигуна ЗІЛ-130;
- в) маховик двигуна 24Д/24-01;
- г) колінчастий вал двигуна 24Д/24-01;
- д) маховик двигуна 412Е;
- є) колінчастий вал двигуна 412Е;
- ж) колесо автомобіля М2138 (165-13/6,45-ІЗН-14576Р);
- з) колесо автомобіля ЗАЗ(5,20-13/130-330);
- і) колесо автомобіля М2140(175/70R13);
- к) колесо автомобіля ГАЗ-24(185-14/7,35-14);

Вказані деталі з'єднуються з базовим диском за допомогою спеціальних кріпильних болтів. Для виконання роботи лабораторна установка укомплектована секундоміром, лінійкою, штангенциркулем і гайковими ключами. Вказане допоміжне обладнання видається перед початком роботи.

3. ОБ'ЄМ І МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ РОБОТИ

3.1. Виміряти діаметр і товщину базового диска і, використовуючи формулу (1), визначити (без врахування отворів) його момент інерції I_0 . Результат занести в таблицю.

3.2. Закрутити рукою базовий диск на кут $15...18^\circ$ і виміряти секундоміром тривалість $15...20$ крутильних коливань

(кількість коливань вказується викладачем). Визначити період одного коливання T_0 і записати результат в таблицю.

3.3. Прикріпити до базового диска досліджувану деталь №1 (один з маховиків, вказаний викладачем.)

3.4. Повторити пункт 3.2. для всієї системи, тобто визначити період одного коливання T .

3.5. Використовуючи формулу (2), розрахувати момент інерції деталі I ; результат записати у таблицю.

3.6. Прикріпити до базового диска вказану викладачем деталь №2 і повторити пункти 3,4 і 3,5. Результати занести у таблицю.

3.7. Прикріпити до базового диска вказану викладачем деталь №3 і повторити пункти 3,4 і 3,5. Результати занести у таблицю.

3.8. Накреслити в розрізі ескіз досліджуваного маховика, розбити його умовно на частини циліндричної форми і проставити необхідні розміри I та r .

3.9. Скласти формулу для визначення моменту інерції маховика аналітичним способом і знайти його значення.

3.10. Порівняти результат, отриманий в пункті 3.5, з результатом пункту 3.9, і за формулою (3) знайти відносну похибку визначення моменту інерції двома методами, прийнявши за основу результат, отриманий в пункті 3.5.

Таблиця 1. Визначення моментів інерції обертових деталей автомобіля.

Моменти інерції і періоди коливань							
Базовий диск		Деталь №1		Деталь №2		Деталь №3	
$T_0, \text{с}$	$I_0, \text{кгм}^2$	$T_1, \text{с}$	$I_1, \text{кгм}^2$	$T_2, \text{с}$	$I_2, \text{кгм}^2$	$T_3, \text{с}$	$I_3, \text{кгм}^2$

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Від яких параметрів залежить момент інерції деталі?
2. Як аналітично визначається момент інерції деталі сталого радіуса?
3. Як аналітично визначається момент інерції однорідної деталі складної конфігурації?
4. Назвіть експериментальні методи визначення моментів інерції деталей.
5. Як впливає момент інерції деталей трансмісії на динаміку розгону автомобіля?
6. Як впливає момент інерції деталей на інерційні навантаження в трансмісії?

Лабораторна робота № 4

ВИЗНАЧЕННЯ АВТОМОБІЛЬНОГО КОЛЕСА

1. ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

При взаємодії колеса з дорогою відбувається деформація шини, а також проковзування протектора відносно поверхні дороги. Тому радіус автомобільного колеса не є постійним, а змінюється під впливом діючих на колесо сил.

У зв'язку з цим розрізняють радіуси колеса:

вільний r_B ;

статичний r_C ;

кочення r_K ;

динамічний r_D .

Вільний радіус являє собою радіус бігової доріжки колеса, вільного від будь-якого навантаження. Він вираховується, як

половина зовнішнього діаметра колеса D_3 , що не навантажене зовнішніми силами (Рис. 1):

$$r_B = 0,5D_3 \tag{1}$$

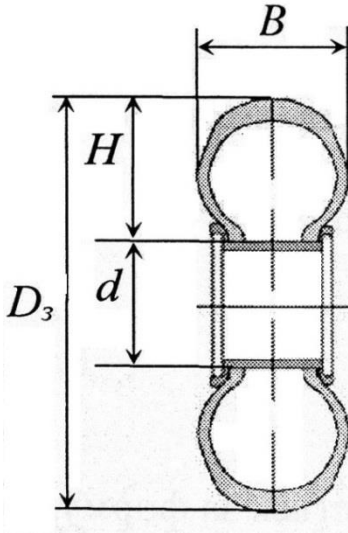


Рис.1. Геометричні параметри колеса.

Якщо зовнішній діаметр невідомий, то радіус r_B можна визначити за формулою

$$r_B = \frac{l_K}{2\pi}, \tag{2}$$

де l_K – довжина бігової дорожки колеса.

Деякі геометричні розміри шини визначаються її маркуванням, нанесеним на бічну поверхню. При маркуванні шини перша цифра означає ширину профілю шини B (в дюймах або міліметрах), а друга – посадочний діаметр (в основному в дюймах). Наприклад, для шини 165/80R13 $B=165$ мм; $d = 13"=13 \cdot 25,4=330$ мм.

Статичним радіусом r_C називається відстань від осі нерухомого колеса, навантаженого реальним навантаженням, радіальної жорсткості шини і від твердості опорної поверхні. Цей радіус визначається безпосереднім вимірюванням, або за формулою

$$r_C = \frac{d}{2} + \lambda \cdot H,$$

де λ – коефіцієнт вертикальної деформації шини (в залежності від типу шин дорівнює 0,8...0,9);

H – висота профілю шин.

Радіусом кочення колеса r_K називається радіус умовно жорсткого колеса, яке котиться без пробуксовування і без

просковзування, та має з даним еластичним колесом однакову кутову і лінійну швидкості.

Радіус кочення залежить від нормального навантаження на шину, тиску повітря в колесі, колової сили, коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою та швидкості руху.

Формула для визначення радіуса кочення:

$$r_K = \frac{V_K}{\omega_K}, \quad (3)$$

де V_K , ω_K – відповідно, поступальна та кутова швидкості.

Радіус кочення змінюється в широких межах, залежно від ступеня пробуксовування чи проковзування колеса:

– для буксуючого колеса $V_K = 0$,

– для колеса, що рухається юзом (заблокованого) $\omega_K = 0$.

Іноді радіус кочення називають кінематичним радіусом. Він характеризує шлях, пройдений колесом за один оберт. З достатньою для практичних розрахунків точністю радіус кочення можна визначити також за формулою:

$$r_K = \frac{S_K}{2\pi \cdot n_K}, \quad (4)$$

де S_K – шлях, пройдений колесом;

n_K – число обертів колеса на шляху S_K .

Для стенда, показаного на Рис.3, S_K визначається за формулою:

$$S_K = \pi \cdot d_B \cdot n_B, \quad (5)$$

(тут n_B – кількість обертів барабана 3;

$d_B = 70,5$ мм – діаметр барабана).

Динамічним радіусом колеса r_d називається відстань від осі колеса, що рухається, до опорної площини.

Динамічний радіус зменшується зі збільшенням нормального, тангентального навантаження і зменшенням тиску повітря в шині.

Динамічний радіус залежить також від швидкості руху – зі збільшенням швидкості він дещо зростає. При русі колеса з малою швидкістю статичний і динамічний радіуси майже однакові:

$$r_D = r_C.$$

Динамічний радіус колеса, яке рухається по твердій опорній поверхні, відповідає плечу прикладання штовхаючої сили. Він може бути визначений безпосереднім вимірюванням відстані від осі рухомого колеса до дороги абр за формулою:

$$r_D = \frac{M_K - G_K \cdot a}{P_K},$$

де M_K – крутний момент на осі;

a – плече прикладання рівнодіючої нормальних сил;

P_K – штовхаюча сила;

G_K – рівнодіюча нормальних сил.

2. ЛАБОРАТОРНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ РАДІУСІВ КОЛЕСА

Вільний радіус колеса r_B визначається за формулою (1). Якщо зовнішній діаметр невідомий, то цей радіус можна визначити, вимірявши рулеткою довжину бігової частини l_K , за формулою (2).

Статичний радіус колеса визначається за допомогою стенда, схема якого показана на рис.2.

Стенд складається зі стола-рами 1, до якого приварений кронштейн 2, на осі якого кріпиться важіль 5, який може навантажуватися змінними силами Q шляхом підвішування ваг б. Важіль, передавальне число якого 2,9, з'єднаний за допомогою вилки 3 з колесом 4, що досліджується.

Колесо навантажується ступінчасто. Щоб отримати 5...6 точок, починаючи з навантаження “нуль”. Для кожного навантаження штангенвисотоміром визначається радіус колеса. Виміри проводяться при різному тиску повітря в колесі (p_1, p_{21} і p_3).

Радіус кочення r_K визначається за допомогою стенда, схема якого показана на рис.3.

Стенд складається зі стола-рами 1, до якого приварені дві щоки 2. Вісь колеса встановлена в поздовжніх прорізах щок, що дає можливість притискати його до барабана 3 за допомогою пружин 5. Колесо 6 повертається за допомогою корби 7, а барабан 1 – корби 4. Таким чином, пригальмовуючи барабан 5, або збільшуючи його кутову швидкість в порівнянні зі швидкістю колеса 6, можна забезпечити різні довжини шляху, який пройде колесо за певну кількість обертів. Використовуючи формулу (3), визначається радіус колення колеса.

3. ОБ'ЄМ І МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ РОБОТИ

3.1. Ознайомитися з шиною (шина вказується викладачем), записати її маркування і вказати, на яких автомобілях вона встановлюється.

3.2. Використовуючи формулу (1), визначити вільний радіус колеса r_B . Значення зовнішнього діаметра D_3 , взяти з автомобільного довідника [4].

3.3. Переконатися, що тиск повітря в шині знаходиться в межах норми, виміряти довжину бігової частини колеса l_K і за формулою (4) визначити вільний радіус r_B . Поівняти з результатом, отриманим і пункті 2.

3.4. Підійти до стенда для визначення статичного радіуса i , змінюючи ступінчато навантаження Q від $Q = 0$ до $Q = Q_{max}$ (п'ять-шість точок), визначити для кожного фіксованого навантаження r_c , користуючись штангенвисотоміром. Результати вимірювань занести в таблицю 1.

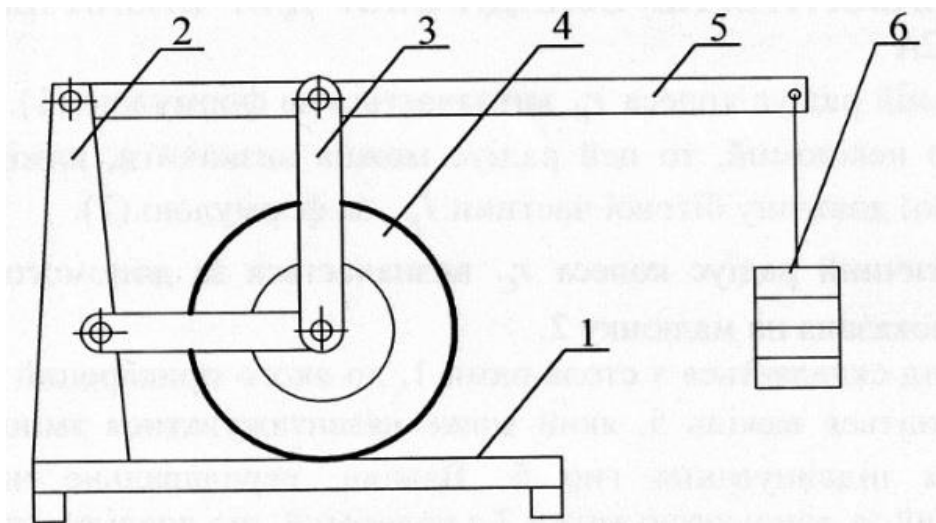


Рис.2. Схема стенда для визначення статичного радіуса колеса.

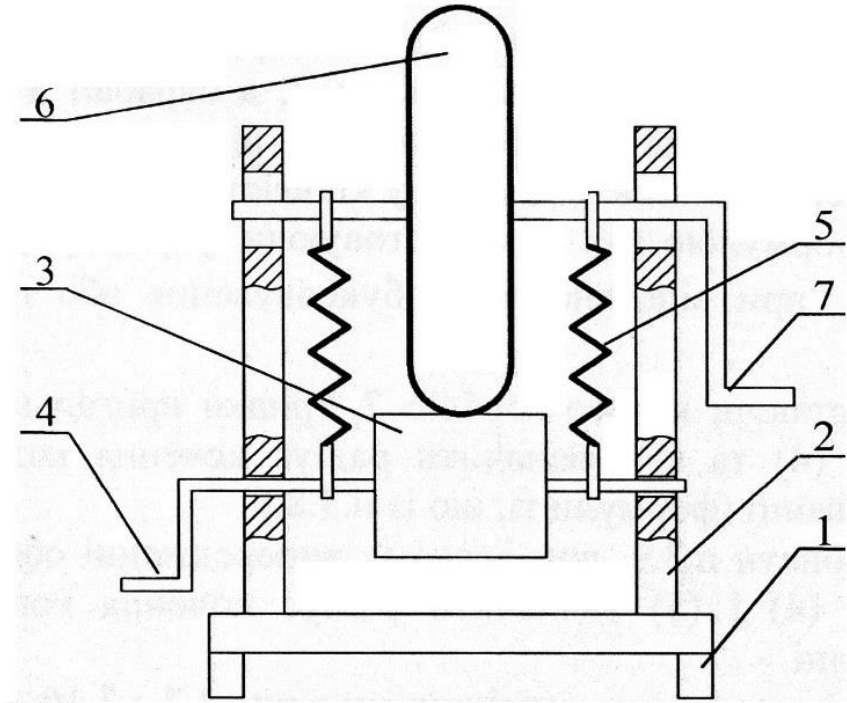


Рис.3. Схема стенда для визначення радіуса кочення колеса.

3.5. Повторити пункт 3.4. для тиску $p_2 < p_1$ і $p_3 < p_2$, результати вимірювань занести в таблицю 1.

За даними таблиці побудувати графік $r_c = f(p_i)$ при різних тисках повітря в шині.

Таблиця 1. Значення статичного радіуса при різних навантаженнях на колесо і тиску повітря в шині.

Вага вантажу, H	Навантаження на колесо, H	r_c , мм		
		p_1	p_2	p_3
$Q_1 = 0$				
$Q_2 =$				
$Q_3 =$				
$Q_{max} =$				

Примітка. Щоб заповнити другу колонку таблиці, необхідне значення першої колонки помножити на передатне число важеля 2,9 і до кожного отриманого результату додати власну вагу колеса 250 Н.

3.6. Перейти до стенда для визначення радіуса кочення колеса.

3.7. Обертаючи колесо 6 корбою 7, а барабан 3 – корбою 4 (Рис.3) за допомогою міток на бічній поверхні відрахувати вказану викладачем кількість обертів колеса і відповідну кількість обертів барабана.

3.8. За формулою (4) , використовуючи формулу (5) визначити радіус кочення r_c при відсутності пробуксовування або проковзування (чисте кочення).

3.9. Обертаючи колесо корбою 7, трішки пригальмувати барабан 3 і за формулами (4) та (5) визначити радіус кочення колеса при частковому пробуксовуванні (формули ті, що з пункту 3.8.)

3.10. Виконати пункт 3.9 при деякому випередженні обертання барабана і за формулами (4) і (5) визначити радіус кочення колеса при частковому проковзуванні.

3.11. За результатами, отриманими в пунктах 3.7...3.10, скласти таблицю 2.

3.12. За формулою (3) визначити граничні значення радіуса кочення r_k при пробуксовуванні колеса та при русі юзом.

Таблиця 2. Значення радіуса при різних умовах проведення випробувань.

Умови проведення випробувань	n_K , об	n_B , об	S_K	r_K
Чисте кочення				
Часткове пробуксовування				
Часткове проковзування				

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Скільки та яких визначається радіусів автомобільного колеса?
2. Що таке вільний радіус колеса і як він визначається?
3. Як розшифровується маркування шини, нанесене на її бічну поверхню?
4. Що таке статичний радіус колеса і як він визначається?
5. Що називається радіусом кочення колеса і як він визначається?
6. Що характеризує радіус кочення (кінематичний радіус)? Проілюструйте формулою.
7. Від чого залежить радіус кочення і в яких межах він змінюється?
8. Що таке динамічний радіус колеса і як він визначається?

Лабораторна робота № 5

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ШИН

1. ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

Пневматична автомобільна шина характеризується пружними і демпферними властивостями, які оцінюються величинами жорсткості і демпфірування. При цьому розрізняють нормальну, бокову, крутильну і кутову жорсткість шини. Кожна з них виявляє суттєвий вплив на формування робочих процесів шини, а відповідно, і на експлуатаційні властивості автомобіля.

Величину жорсткості визначають по експериментальній пружній характеристиці шини, записаної при ступінчастому навантаженні останньої, нерухомо закріпленої на опорній поверхні стенда. Зокрема, нормальну C_z і бокову C_y жорсткості визначають за залежністю між змінними нормальною P_z або боковою P_y силами і деформаціями шини (при фіксованому внутрішньому тиску повітря в шині):

$$C_z = \frac{P_z}{h_z}, \quad (1)$$

$$C_y = \frac{P_y}{h_y}, \quad (2)$$

де h_z і h_y – величина деформації шини відповідно в радіальному і осьовому напрямках.

Оскільки взаємозв'язок статичного радіального навантаження P_z і деформації шини h_z нелінійний (Рис. 1). Коефіцієнт нормальної жорсткості C_z можна лише умовно рахувати сталим.

Гістерезисний характер процесу навантаження-розвантаження, на що вказує наявність петлі на малюнку, свідчить про присутність незворотних втрат, викликаних внутрішніми процесами при деформації шини. Між окремими частинами шини виникає тертя, виділяється тепло, яке

розсіюється, і робота витрачена на деформацію, не повертається повністю при наступному відновленні форми шини. Площа петлі являє собою в масштабі ту частину роботи, яка пов'язана з незворотними втратами (гістерезисом).

2. ЛАБОРАТОРНЕ ОБЛАДНАННЯ

Стенд для зняття характеристик шин (Рис.2) складається зі стола 1, на якому змонтована конструкція, з кронштейнів і важелів, досліджуваного колеса 2 і комплектів вантажів 3 та 4. Вертикальне навантаження створюється вантажами 3 за допомогою вантажів 5, передатне число якого $u_B = 3,0$. Радіальна деформація шини фіксується на шкалі 6. Бокові зусилля створюються за допомогою вантажів 4, які тросом з'єднані з центром колеса, а величина осьової деформації шини визначається по шкалі 3.

Для відтворення нульового радіального навантаження використовується противага 9.

3. ОБ'ЄМ І МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ РОБОТИ

3.1. Встановити тиск повітря в шині p_1 .

3.2. Противагою добитися нульового радіального навантаження на шину.

3.3. Ступінчасто змінюючи радіальне навантаження P_Z на шину від 0 до P_{Zmax} зафіксувати по відповідній шкалі деформацію шини h_Z . Результати замірів (не менше семи-восьми) занести у таблицю 1.

3.4. Поступово змінюючи P_Z в зворотньому порядку, тобто розвантажуючи колесо (значення P_Z прийняти ті ж, що в пункті 3.3), зафіксувати h_Z і результати записати в таблицю 1.

3.5. За формулою (1) визначити нормальну жорсткість шини. Результати занести в таблицю 1.

3.6. Встановити радіальне навантаження на колесо 300 Н (система важелів і кронштейнів вільна від ваг і противаг).

3.7. Ступінчасто змінюючи вантажем бічну силу P_Y від 0 до P_{Ymax} зафіксувати по відповідній шкалі величини деформації в осьовому напрямку. Результати записати в таблицю 2.

3.8. За формулою (2) визначити бічну жорсткість шини, а результати занести в таблицю 2.

3.9. Знизити тиск повітря у шині до величини p_2 .

3.10. Повторити пункти 3.6...3.8 при зниженому тиску; результати занести в таблицю 2.

3.11. За даними таблиці 1 побудувати пружну характеристику шини $h_z - P_z$.

3.12. За даними таблиці 2 побудувати залежність $C - P$ при різних тисках повітря в шині.

Рис.1. Пружна характеристика шини при радіальному навантаженні.

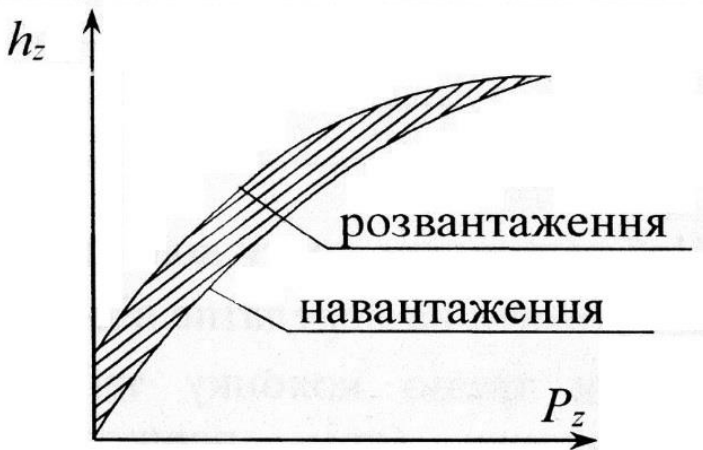


Рис.1. Пружна характеристика шини при радіальному навантаженні

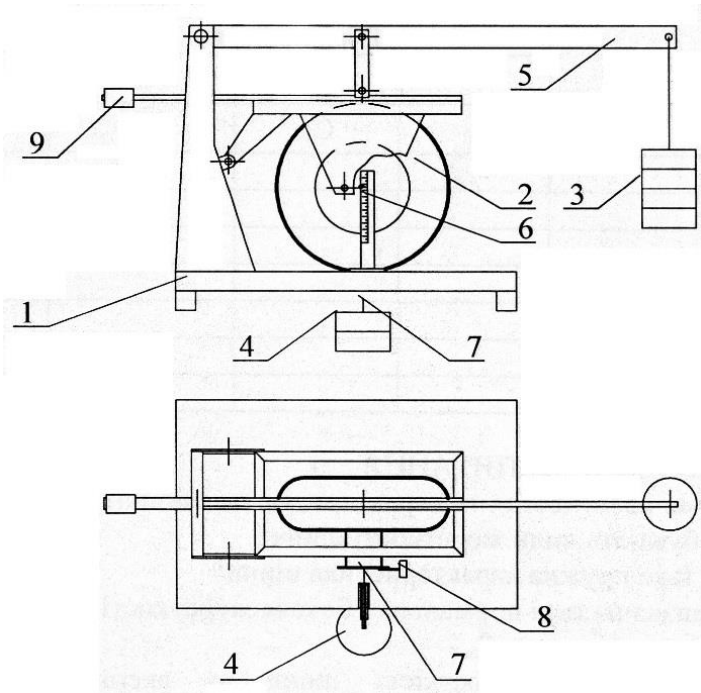


Рис.2. Схема станда для зняття характеристик шин.

Таблиця 1. Визначення нормальної жорсткості шин C_z .

Вага вантажу, Н	Радіальне зусилля, що створює вантаж, Н	Сумарне навантаження P_z , Н	Тиск повітря в шині p_1 , МПа	
			h_z	C_z
0	0	0		
0	0	300		

--	--	--	--	--

Примітки.

1. Щоб заповнити другу колонку таблиці, необхідно значення першої колонки помножити на передатне відношення важеля $u_B = 3,0$.

2. Щоб заповнити третю колонку таблиці, необхідно для кожного значення другої колонки (крім першого рядка) додати радіальне навантаження від власної ваги колеса і системи важелів – 300 Н.

Таблиця 2. Визначення бічної жорсткості шин C_Y .

Бічна сила, Н	Тиск повітря в шині, МПа			
	p_1		p_2	
	h_Y	C_Y	h_Y	C_Y

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Якими властивостями характеризуються шини?
2. Якими бувають види жорсткості шини?
3. Що таке пружна характеристика шини?
4. Як визначаються нормальна і бічна жорсткості шини?
5. Що таке гістерезис?
6. Як впливає жорсткість шини на експлуатаційні властивості автомобіля?

Лабораторна робота № 6

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ВРАХУВАННЯ ІНЕРЦІЇ ОБЕРТОВИХ МАС

1. ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

$$P_j = P_j' + P_j'' + P_j''',$$

де P_j' – сила опору розгону мас автомобіля, які рухаються поступово;

P_j'' – сила опору розгону маховика та зв'язаних з ним обертових мас трансмісії;

P_j''' – сила опору розгону коліс автомобіля.

Вказані сили можна знайти за формулами:

$$P_j' = M \frac{dV}{dt}, \quad P_j'' = \frac{I_T u_T \eta_T d\omega_T}{r_D dt}, \quad P_j''' = \frac{\sum I_K d\omega_K}{r_D dt}.$$

де M – маса автомобіля;

V – швидкість автомобіля;

I_T – момент інерції маховика та пов'язаних з ним обертових мас трансмісії;

u_T – передатне число трансмісії

η_T – ККД трансмісії;

ω_T – частота обертання трансмісії;

I_K – момент інерції одного колеса;

ω_K – частота обертання колеса;

r_D – динамічний радіус колеса.

Оскільки $\frac{d\omega_K}{dt} = \frac{1}{r_D} \frac{dV}{dt}$, а $\frac{d\omega_T}{dt} \frac{d\omega_K}{dt} u_T = \frac{u_T}{r_K} \frac{dV}{dt}$,

де r_K – радіус кочення колеса,

то зробивши відповідні заміни і додавши складові отримаємо

$$P_j = M \frac{dV}{dt} + \frac{I_T \cdot u_T^2 \cdot \eta_T \cdot dV}{r_D \cdot r_K \cdot dt} + \frac{\sum I_K \cdot dV}{r_D \cdot r_K \cdot dt} =$$

$$= M \left(1 + \frac{1}{M \cdot r_D \cdot r_K} \cdot I_T \cdot u_T^2 \cdot \eta_T + \frac{1}{M \cdot r_D \cdot r_K} \cdot \sum I_K \right) \cdot \frac{dV}{dt}.$$

Вираз в дужках називають коефіцієнтом врахування обертових мас

$$\delta = 1 + \frac{1}{M \cdot r_D \cdot r_K} \cdot I_T \cdot u_T^2 \cdot \eta_T + \frac{1}{M \cdot r_D \cdot r_K} \cdot \sum I_K,$$

а остаточно формула сили опору розгону має вигляд

$$P_j = M \delta \frac{dV}{dt}.$$

Коефіцієнт δ показує, яка частина від усієї сили опору розгону витрачається на розкручування обертових частин трансмісії і коліс. Це ніби коефіцієнт умовного збільшення маси автомобіля: чим більший δ , тим при інших рівних умовах менше прискорення автомобіля при розгоні, або чим більший δ , тим більше зусилля необхідно прикласти до ведучих коліс автомобіля для досягнення такого ж прискорення. Зі збільшенням передатного числа від двигуна до коліс значення δ збільшується. Зрозуміло, що максимальне значення δ буде при включенні нижчих передач, а мінімальне – при вищих.

Для моделі автомобіля (в даному випадку це зразок з маховиком), яка використовується в лабораторній роботі, коефіцієнт врахування обертових мас визначається аналітично за формулою

$$\delta = 1 + \frac{I_D \cdot u_L^2 \cdot \eta_L}{M_B \cdot r_K^2} + \frac{4I_K}{M_B \cdot r_K^2}, \quad (1)$$

де I_D – момент інерції диска і ланцюгової передачі;

u_L – передатне число ланцюгової передачі;

η_L – ККД ланцюгової передачі;

M_B – маса візка

I_K – момент інерції колеса візка;

r_k – радіус колеса.

Для визначення δ дослідним шляхом необхідно:

а) заміряти час t проходження візком шляху S_B при різних передатних числах u_L ;

б) знайти середнє значення часу проходження шляху S_B на i -й передачі за формулою:

$$t_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n t}{n}, \quad (2)$$

де n – число замірів на i -й передачі;

в) вирахувати за формулою

$$\delta_D = 1 + 0,04 \cdot \frac{Q \cdot t_{\text{ср}}^2}{M_B \cdot S_B}, \quad (3)$$

де Q – вага вантажу, закріпленого на канаті

Відносна похибка при розрахунках коефіцієнта врахування обертових мас двома способами визначається за формулою:

$$\Delta\delta = \frac{\delta - \delta_D}{\delta} \cdot 100\%. \quad (4)$$

2. ЛАБОРАТОРНЕ ОБЛАДНАННЯ

Стенд для визначення коефіцієнта врахування обертових мас складається з двох основних частин: стола і моделі автомобіля (візка) (Рис.1)

В свою чергу стіл 1, обладнаний кінцевими контактами 2, 3, з'єднаними з секундоміром 4 а також з системою блоків 5, через які перекинутий канат 6. До одного кінця каната прикріплений вантаж Q , другий кінець якого кріпиться до візка.

Візок складається з рам 7, 4-х коліс 8, маховика 9 і ланцюгової передачі 10, передатне число якої може ступінчасто мінятися.

3. ОБ'ЄМ І МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ РОБОТИ

3.1. Зняти ланцюг з зірочок.

3.2. Включити секундомір в електромережу і в разі необхідності виставити “нуль”.

3.3. Перемістити візок в крайнє праве положення на столі, встановивши його задніми колесами на стоп-лінію.

Увага! Забороняється під час проведення дослідів знаходитися в зоні руху вантажу Q.

3.4. Відпустити візок. При цьому він пройде шлях $S_B = 2,53$ м, позачергово натискуючи спочатку заднім колесом на контакт 2 (секундомір включається), а потім – переднім колесом на контакт 3 (секундомір виключається). Отриманий результат (час t) записати в таблицю. Дослід повторити 4 рази, кожного разу виставляючи спочатку “нуль” на секундомірі.

3.5. Поставити ланцюг на першу ближчу до себе пару зірочок ($u_L = 0,765$).

3.6. Виставити “нуль” на секундомірі, після чого повторити пункти 3.3 і 3.4.

3.7. Позачергово перекидаючи ланцюг на наступні пари зірочок $u_L = 0,875; 1,000; 1,143$) повторити пункти 3.3 і 3.4, слідкуючи, щоб перед початком кожного досліду стрілка секундоміра знаходилася на поділці “нуль”.

3.8. За формулою (2) розрахувати середній час проходження шляху S_B для $n = 4$, а за формулою (3) – коефіцієнт врахування інерції обертових мас δ_D , прийнявши $Q = 24,5\text{Н}$ і $M_B = 29$ кг. Результати записати в таблицю.

3.9. Використовуючи формулу (1), визначити коефіцієнт аналітичним шляхом для кожного передатного числа, якщо відомо, що $I_D = 0,174$ кгм²; $\eta_L = 0,92$; $I_K = 0,005$ кгм²; $r_K = 0,118$ м.

3.10. За формулою (4) визначити відносну похибку розрахунків коефіцієнта врахування обертових мас двома способами і результати записати в таблицю.

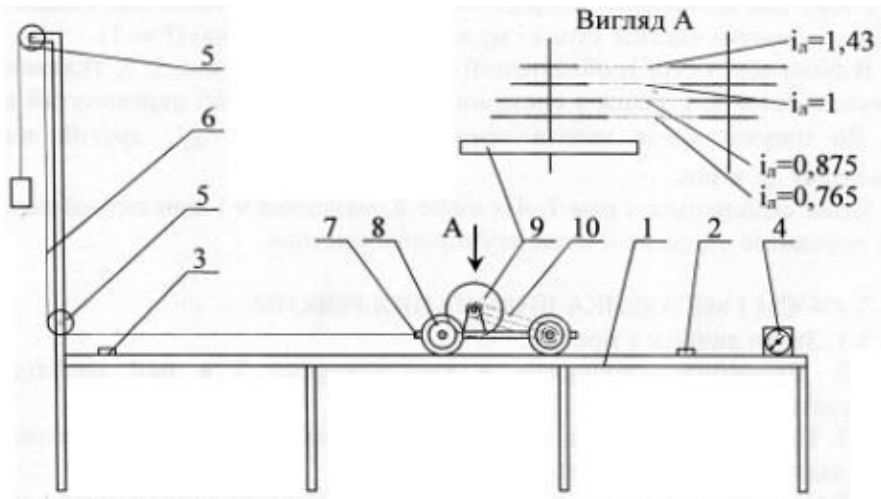


Рис.1. Схема станда для визначення коефіцієнта врахування обертових мас.

Таблиця 1. Визначення коефіцієнта врахування обертових мас автомобіля.

Параметр		Передатне число ланцюгової передачі				
		0,000	0,765	0,875	1,000	1,145
Час проходження візком шляху S , с	1-й дослід					
	1-й дослід					
	1-й дослід					
	1-й дослід					
Середнє значення часу $t_{ср}$, с						
Коефіцієнт врахування обертових мас	дослідний δ_D					
	аналітичний δ					
Похибка $\Delta\delta$, %						

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. З яких складових складається сила опору розгону автомобіля при русі його з прискоренням?
2. Який фізичний зміст коефіцієнта врахування інерції обертових мас автомобіля і що він показує?
3. Як теоретично визначається коефіцієнт δ ?
4. Наведіть формулу, за якою визначається коефіцієнт δ .
5. Як залежить коефіцієнт δ від передатного числа коробки передач, головної передачі?
6. Як впливає коефіцієнт δ на прискорення автомобіля при розгоні?

Лабораторна робота № 7

ВИЗНАЧЕННЯ КООРДИНАТ ЦЕНТРА МАС МОДЕЛІ АВТОМОБІЛЯ

1. ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

Аналіз динамічних якостей автомобіля базується на системі рівнянь діючих на нього зовнішніх сил. Математичні вирази сил містять конструктивні параметри автомобіля, які за виключенням координат центра мас, можуть бути розраховані за довідковими даними. Значення координат центра мас в довідниках не наводяться, оскільки вони залежать від конкретної маси вантажу, що перевозиться, його розміщення, компоновки автомобіля. Тому першим етапом визначення сил, що діють на автомобіль, є визначення його координат центра мас. При цьому враховується, що положення центра мас при русі автомобіля і в статичному стані не змінюється.

Координати центра мас можуть визначатися аналітично або графічно за заданими масами окремих частин автомобіля і за координатами їх центрів, а також експериментальним шляхом зважування автомобіля в горизонтальному і нахиленому положеннях.

До координат центра мас відносяться:

а) віддаль між проекціями центра мас і передньої осі автомобіля в горизонтальній площині (віддаль від центра мас до передньої осі автомобіля);

б) віддаль між проекціями центра мас і задньої осі автомобіля в горизонтальній площині (віддаль від центра мас до задньої осі автомобіля);

г) віддаль між проекціями центра мас і поздовжньою віссю лівого колеса в горизонтальній площині (віддаль від центра мас до лівих коліс автомобіля);

д) віддаль між проєкціями центра мас і повздовжньою віссю правого колеса в горизонтальній площині (віддаль від центра мас до правих коліс автомобіля);

е) віддаль від проєкції центра мас автомобіля до опорної площини (висота центра мас).

Експериментальний шлях визначення координат центра мас полягає в тому, що необхідно знати вагу автомобіля, розподіл навантажень на передню та задню осі, розподіл навантажень на праві та ліві колеса, а також зміну навантажень при підйомі однієї з осей або правих (лівих) коліс.

При горизонтальному положенні автомобіля (Рис. 1а) з рівняння суми моментів відносно передньої і задньої осей можна визначити:

$$a = \left(\frac{G_2}{G_a}\right) \cdot L \quad (1)$$

$$b = \left(\frac{G_1}{G_a}\right) \cdot L \quad (2)$$

де $G_a = G_1 + G_2$ – вага автомобіля, Н;

G_1 – нормальне навантаження на передні колеса автомобіля, Н;

G_2 – нормальне навантаження на задні колеса автомобіля, Н;

$L = a + b$ – база автомобіля, м.

При горизонтальному положенні автомобіля (Рис. 1б) з рівняння суми моментів сил відносно повздовжньої осі автомобіля можна визначити наступні координати центра мас:

$$c = \left(\frac{G_{\Pi}}{G_a}\right) \cdot B \quad (3)$$

$$d = \left(\frac{G_{\text{Л}}}{G_a}\right) \cdot B \quad (4)$$

де G_{Π} , $G_{\text{Л}}$ – нормальні навантаження на праві та ліві колеса автомобіля, Н;

B – колія автомобіля, м.

При нахиленому положенні автомобіля (Рис. 1в) з рівняння суми моментів сил відносно передньої осі з врахуванням

статичного радіуса колеса можна визначити висоту центра мас автомобіля

$$h = \frac{L}{G \cdot tg\alpha} (G'_2 - G_2) + r_c, \quad (5)$$

де G'_2 – нормальне навантаження на задні колеса автомобіля при піднятих передніх, Н;

r_c – статичний радіус колеса, м;

α – кут нахилу автомобіля до горизонтальної площини.

$$\alpha = \arcsin \frac{H_1}{L} \quad (6)$$

(тут H_1 – висота підставки, м)

Аналогічно, при нахиленому положенні автомобіля (Рис. 1г) з рівняння суми моментів сил відносно лінії контакту лівих коліс (при умові, що колії передніх і задніх коліс рівні або приблизно рівні) можна також визначити висоту центра мас:

$$h = \frac{B}{G_\alpha \cdot tg\beta} (G'_\Pi - G_\Pi), \quad (7)$$

де G'_Π – нормальне навантаження на праві колеса автомобіля при піднятих лівих, Н;

(тут H_2 – висота підставки, м)

2. ЛАБОРАТОРНЕ ОБЛАДНАННЯ

До складу лабораторного обладнання входить модель вантажного автомобіля 1, двоє ваг 3, 4 (Рис.1а) і дві підставки різної висоти 5, 6 (Рис 1в і 1г) у вигляді дерев'яних брусків.

Завантаження кузова моделі автомобіля здійснюється спеціальним вантажем.

3. ОБ'ЄМ І МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ РОБОТИ

3.1. Розімкнути замки на бічних поверхнях ваг, випустити вагові стрілки і перевірити, чи правильно вони виставлені. При необхідності провести відповідне регулювання.

3.2. Поставити модель на ваги, як показано на Рис.1а, зняти покази G_1 і G_2 та занести їх в таблицю, використавши при цьому брусок. Визначити навантаження G'_2 і занести їх в таблицю 1.

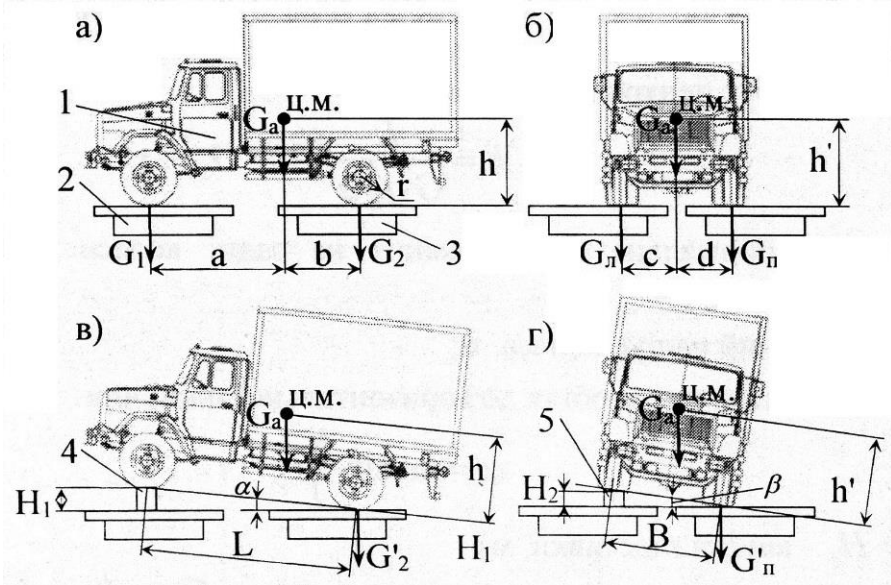


Рис.1. Розміщення моделі автомобіля на вагах.

3.3 Поставити модель на ваги, як показано на Рис.1в, використавши при цьому брусок. Визначити навантаження G'_2 та занести його в таблицю 1.

3.4 Поставити модель на ваги, як показано на Рис.1б, зняти покази $G_п$ і $G_л$ та занести їх в таблицю 1.

3.5 Поставити модель на ваги, як показано на Рис.1г, використавши при цьому брусок. Визначити навантаження $G'_п$ та занести його в таблицю 1.

Таблиця 1

Визначення координат центра мас

Параметри	Позначення	Розмірність	Стан автомобіля	
			порожній	вантажний
Вага моделі автомобіля	G_a	Н		
Нормальні навантаження на передню вісь	G_1	Н		
Нормальні навантаження на задню вісь	G_2	Н		
База автомобіля	L	м		
Віддаль від центра мас до передньої осі	a	м		
Віддаль від центра мас до задньої осі	b	м		
Нормальне навантаження на праві колеса	G_{Π}	Н		
Нормальне навантаження на ліві колеса	$G_{\text{Л}}$	Н		
Колія автомобіля	B	м		
Віддаль від центра мас до лівих коліс	c	м		
Віддаль від центра мас до правих коліс	d	м		
Нормальне навантаження на задні колеса при піднятих передніх	G'_2	Н		
Статичний радіус колеса	r_c	м		
Висота підставки	H_1	м		
Тангенс кута	$tg\alpha$	–		
Висота центра мас автомобіля	h	м		
Нормальне навантаження на праві колеса при піднятих лівих	G'_{Π}	Н		
Тангенс кута	$tg\beta$	–		
Висота центра мас автомобіля	h'	м		
Середнє значення висоти центра мас	h_c	м		

3.6. Повторити пункти 3.2...3.5 з вантажем в кузові

3.7. Використовуючи формули (1), (2), (3) і (4), визначити віддалі a , b , c , d для моделі автомобіля з вантажем і без вантажу. Результати розрахунків занести в таблицю.

3.8. Використовуючи формули (5) і (7) з врахуванням формул (6) і (3), визначити висоти центра мас моделі автомобіля з вантажем і без вантажу. Результати розрахунків занести в таблицю.

3.9. Визначити середнє значення висоти h_c , отриманої двома способами (як з вантажем, так і без вантажу) за формулою (9) і занести його в таблицю.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Для чого визначається координата центра мас автомобіля?

2. Якими координатами визначається положення центра мас автомобіля?

3. Що впливає на місце знаходження центра мас?

4. Як визначається координата центра мас автомобіля в горизонтальній площині a , b , c , d ?

5. Як визначається висота центра мас автомобіля?

6. Яка різниця між вагою і масою автомобіля?

7. Як впливає розміщення центра мас автомобіля на його стійкість при русі?

Лабораторна робота № 8

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ, ЩО ХАРАКТЕРИЗУЮТЬ ВЗАЄМОДІЮ КОЛЕСА З ДОРОГОЮ

1. ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

1.1. Коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою і основні фактори, що впливають на його величину.

Коефіцієнтом зчеплення називається відношення сил, яка викликає рівномірне ковзання колеса до нормальної реакції дороги

$$\varphi = \frac{R_{X\max}}{R_Z} \quad (1)$$

де $R_{X\max}$ – максимальна реакція в зоні контакту;

R_Z – нормальна реакція, або навантаження, що діє на колесо.

В залежності від напрямку ковзання колеса розрізняють коефіцієнти повздовжнього і поперечного зчеплення.

Вимірюючи силу $R_{X\max}$, що діє на колесо в площині його обертання, визначають коефіцієнт зчеплення шини з дорогою φ_X в повздовжній площині, а вимірюючи силу $R_{Y\max}$, що діє на колесо в напрямку, перпендикулярному поступальному рухові колеса, визначають коефіцієнт зчеплення шини з дорогою φ_Y в поперечному напрямку.

Оскільки коефіцієнт поперечного зчеплення φ_Y залежить, від тих же факторів, що і φ_X , то його можна визначити за формулами:

для колеса, на яке діє тягова або гальмівна сила,

$$\varphi_Y = (0,8 \dots 0,9) \cdot \varphi_X. \quad (2)$$

для колеса, що котиться вільно

$$\varphi_Y = (1,1 \dots 1,2) \cdot \varphi_X$$

При дорожніх випробуваннях зчеплення шин з твердим покриттям дороги визначають методом буксування автомобіля або спеціального візка при загальмованих колесах. При цьому реєструють силу тяги на гаку буксира або момент на колесах, що пробуксовують.

На дорогах з твердим покриттям зчеплення характеризується в основному, тертям гуми з дорогою, а ґрунтовій – поверхневим тертям і роботою на зріз (тертям ґрунту з ґрунтом).

Коефіцієнт зчеплення залежить від багатьох параметрів і, в першу чергу, від виду покриття і стану дороги (табл.1), конструкції і матеріалу шин, тиску повітря в ній, навантаження на колесо, швидкості руху, температурних умов, ковзання чи буксування колеса. Він характеризує взаємодію колеса з дорогою.

При коченні колеса по дорозі з твердим покриттям гума протектора деформується значно більше, ніж матеріал покриття: тверді виступи дороги при цьому проникають в опорну поверхню шини, чим збільшують коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою. Однак, необхідно мати на увазі, що дуже велика шорсткість призводить до зменшення φ .

На вологих і брудних покриттях плівка вологи чи бруду значно зменшує глибину втиснення нерівності дороги в гуму протектора. Це зменшує коефіцієнт зчеплення, причому останній тим менший, чим товстіший шар вологи між шиною і дорогою. Коефіцієнт зчеплення зменшується особливо відчутно, якщо дорога покрита плівкою глини.

Суттєво впливають на коефіцієнт зчеплення конструкція і матеріал шини. Зміною конструктивних параметрів шини (кута нахилу, ниток корда, кривизни профілю, малюнка протектора, кривизни бігової доріжки) можна в досить широких межах змінювати напруженість, а відповідно і зчеплення елементів протектора з дорогою. Шини, які мають меншу напруженість

елементів протектора в контактi, надiленi кращими зчiпними факторами.

Великий вплив на коефiцiєнт φ спричиняє малюнок протектора. Протектор шин легкових автомобiлiв має дрiбний малюнок, який забезпечує хороше зчеплення з твердим покриттям. У шин вантажних автомобiлiв малюнок протектора крупний з широкими i глибокими впадинами. Такi шини, врiзаючись в ґрунт, покращують прохiднiсть автомобiля. При стираннi впадин протектора пiд час експлуатацiї погiршується зчеплення шини з дорогою. Тому експлуатацiя транспортних засобiв зi стертими шинами небезпечна. Для забезпечення безпеки руху величина коефiцiєнта φ не повинна бути меншою 0,4.

Коефiцiєнт зчеплення зменшується зi змiною навантаження на колесо i тиску повітря в шинi. На твердих покриттях дорiг збiльшення навантаження на колесо призводить до зменшення коефiцiєнта зчеплення. Зi збiльшенням тиску повітря в шинi коефiцiєнт φ спочатку пiдвищується, а потiм починає спадати. Для кожної шини встановлений конкретний тиск повітря, при якому вона має максимальний коефiцiєнт зчеплення з дорогою. На м'яких опорних поверхнях коефiцiєнт φ зростає зi зменшенням тиску повітря в шинi завдяки збiльшенню площi контакту i покращенню характеру взаємодiї колеса з ґрунтом.

Коефiцiєнт зчеплення залежить вiд швидкостi поступального руху колеса. Зi збiльшенням останньої вiн зменшується, при цьому на мокрих покриттях бiльш iнтенсивно, нiж на сухих. Зменшення φ зi збiльшенням швидкостi руху пояснюється пружно-в'язкими деформацiями гуми протектора, якi залежать вiд часу. При великих швидкостях гума протектора не встигає повнiстю зачепитися за нерiвностi покриття.

Коефiцiєнт зчеплення залежить вiд температури. Дослiди показують, що при збiльшеннi температури зчеплення протектора з бетонною дорогою вiн дещо зменшується, а з асфальтобетонним покриттям – збiльшується.

В процесі кочення колеса шина поглинає кількість енергії, витрачену на її деформацію. При русі заблокованого колеса гістерезисні втрати в шині відносно невеликі. Досліди показують, що шини, які мають більші гістерезисні витрати в шині, наділені і більш високим коефіцієнтом зчеплення. Тобто коефіцієнт φ в колеса, яке обертається, вище, ніж у заблокованого.

Таким чином, на величину φ впливає значна кількість факторів, які врахувати дуже важно. Тому в розрахункових задачах користуються середнім значенням коефіцієнта зчеплення, величини якого наведені в табл. 1.

В даному розділі роботи визначається коефіцієнт зчеплення заблокованого колеса з дорогою в залежності від навантаження і виду дорожнього покриття для двох напрямків – повздовжнього та поперечного.

1.2. Коефіцієнти опору коченню, сумарного опору дороги і основні фактори, що впливають на їх значення.

Взаємодія дороги і автомобіля супроводжується витратами енергії на подолання опору коченню коліс (шин) по дорозі P_f і підйом автомобіля при русі по нахиленій дорозі P_i (Рис.1).

Опір коченню шини по дорозі постає як наслідок затрат енергії:

- а) на гістерезисні (внутрішні) витрати в шині;
- б) на подолання поверхневого тертя ковзання шин в дорогу;
- в) на утворення колії;
- г) на подолання опору в підшипниках маточин коліс;
- д) на подолання опору повітря обертанню коліс;
- е) на подолання присмоктування елементів протектора дороги.

Гістерезисні втрати в шині при її деформації викликані виникненням сил внутрішнього тертя в матеріалі шини, який не є ідеальним пружним. При виході із зони контакту шини з дорогою її деформовані волокна повертаються в початкове положення.

Однак внаслідок внутрішнього тертя в шині енергія, витрачена на деформацію, повертається не повністю, тобто супроводжується гістерезисом (втратою енергії).

Колова деформація шини супроводжується її проковзуванням відносно поверхні дороги в напрямку руху у веденого і гальмівного колеса і в протилежному – у ведучого колеса, що потребує певної енергії.

При русі автомобіля по м'якій дорозі значна частина енергії втрачається на утворення колії. Чим м'якша дорога, тим більша деформація шини. При одному і тому ж навантаженні опір коченню на м'якій дорозі більший, ніж на твердій.

При технічно справних і відрегульованих підшипникових вузлах маточин коліс енергія, що витрачається на подолання опору в них, залежить, в першу чергу тільки від типу підшипника та навантаження, що діє на колесо.

Опір повітря обертанню коліс виявляється тільки при відносно великих швидкостях руху. Більш помітний вплив даного фактора на опір коченню при використанні коліс з великими ґрунтозачепами.

В зв'язку зі складністю роздільного обліку всіх факторів опір коченню коліс автомобіля оцінюють за сумарними витратами енергії, рахуючи силу опору коченню зовнішньою по відношенню до автомобіля. Загальні витрати енергії, пов'язані з коченням коліс, оцінюють за допомогою коефіцієнта опору, рівного відношенню найменшої сили, що спричиняє рівномірне кочення коліс автомобіля з відключеною трансмісією по горизонтальній ділянці дороги, до величини нормальної реакції дороги:

$$f = \frac{P_f}{G_a};$$

де $G_a = Mg$ – вага автомобіля.

Значення коефіцієнта залежить від зовнішніх умов руху, з яких найбільш суттєвими будуть вид і стан поверхні дороги, тип, конструкція і матеріал шини, швидкість руху. Значення коефіцієнта практично не залежить від крутного моменту на

колесі та вертикального навантаження.

Таблиця 1
Коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою

Вид дорожнього покриття	Швидкість руху, км/год	Коефіцієнт зчеплення
Цементобетон: сухий	10-100	0,9...0,7
мокрый	10-100	0,6...0,36
Асфальтобетон: сухий	10-100	0,7...0,8
мокрый	10-100	0,58...0,29
сухий при $t = 40^\circ$	10-100	1,0...1,1
Гравій: сухий	10-100	0,6...0,7
мокрый	10-100	0,3...0,4
Камінь мощений сухий	10-100	0,6...0,7
Грунтова дорога: суха	10-100	0,5...0,6
волога	10-100	0,2...0,4
Пісок (цілина літом) сухий	10-100	0,4-0,5
вологий	10-100	0,2-0,3
Сніг збитий вкатаний	10-100	0,15...0,25
Гладкий лід (0°C), ожеледиця	10-100	0,06...0,1

Тип, конструкція і матеріал шини суттєво впливають на значення коефіцієнта f . Застосування матеріалів, які характеризуються малим внутрішнім тертям (капрон, нейлон),

зменшення жорсткості кордної тканини і кількості її шарів , полегшення протектора значно знижують гістерезисні втрати в шині, а разом з тим і коефіцієнт опору кочення.

Опір коченню збільшується при нахилі колеса від вертикалі і коченні його з боковим відведенням при дії поперечної сили (рух на повороті, поперечний нахил дороги, при боковому вітрі). При цьому збільшується поперечна деформація шини і зростають втрати на тертя як всередині шини, так і в контакті її з дорогою.

В міру збільшення швидкості руху від 0 до 70...80 км/год коефіцієнт f зростає непомітно і в даному діапазоні його можна прийняти сталим. Подальше підвищення швидкості викликає помітне підвищення коефіцієнта опора коченню. Це пояснюється тим, що при виході з зони контакту шина не встигає повністю розпрямитися, і колесу повертається менше енергії ніж було витрачено на деформацію шини.

В залежності від швидкості для визначення коефіцієнта f інколи застосовують емпіричну формулу

$$f = f_0 \left(1 + \frac{V^2}{1500} \right),$$

де f_0 – коефіцієнт опора коченню при русі автомобіля з невеликою швидкістю;

V – швидкість руху автомобіля, м/с.

В міру зменшення тиску повітря в шині при русі по дорозі з твердим покриттям коефіцієнт опору кочення збільшується в результаті збільшення деформації шин. У випадку м'якої поверхні зменшення тиску в шині тягне за собою зменшення глибини колії, тобто залишкової деформації ґрунту. В результаті чого опір коченню стає більшим.

Результуюча зміна коефіцієнта f буде залежати від співвідношення цих двох факторів. Тому для кожного типу дороги існує оптимальний у відношенні до опору коченню внутрішній тиск, при якому коефіцієнт f має мінімальне значення.

Емпірична формула для розрахунку коефіцієнта опору коченню при русі по м'якому ґрунту з номінальним навантаженням має вигляд

$$f_D = \frac{0,15}{C} + 0,15, \quad (3)$$

де C – опір ґрунту зминанню на глибині 10 мм; для сухого піщаного ґрунту $C = 1,5..5,0$.

Формула (3) виведена для жорсткого колеса і враховує тільки деформацію дороги.

Коефіцієнт опору коченню еластичного колеса по м'якому ґрунту

$$f_T = (0,75 \dots 0,85)f_D \quad (4)$$

В загальному випадку сила опору коченню визначається за формулою:

$$P_f = f \cdot M \cdot g \cdot \cos \alpha$$

Середні значення коефіцієнтів опору коченню коліс при нормальному тиску повітря в шинах в залежності від виду дорожнього покриття наведені в табл.2.

Таблиця 2

Коефіцієнт опору коченню

Дорожнє покриття	Коефіцієнт опора коченню
Цементобетон і асфальтобетон: у відмінному стані	0,014...0,018
у задовільному стані	0,018...0,022
Гравійне покриття	0,04...0,07
Мощення по каменю	0,03...0,04
Ґрунтова дорога: суха збита	0,03...0,06
після дощу	0,05...0,15
Пісок :	
вологий	0,08...0,1
сухий	0,16...0,3
Снігова дорога	0,025...0,03
Лід	0,018...0,10

Поряд з силою опору кочення на підйомах на автомобіль діє сила опору підйому, яка визначається за формулою:

$$P_i = M \cdot g \cdot \sin \alpha,$$

Сума сил P_f і P_i називається силою сумарного опору дороги

$$P_\psi = P_f + P_i = M \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha),$$

А коефіцієнт в дужках – коефіцієнтом сумарного опору дороги і позначається:

$$\psi = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha = \cos \alpha (f + \operatorname{tg} \alpha) = \cos \alpha (f + i),$$

де i – нахил (підйом) дороги: відношення висоти H до віддалі S (Рис. 1).

Під час дорожніх випробувань сумарну силу опору дороги знаходять шляхом реєстрації тягової сили на гакові тягача, який буксирує дослідний автомобіль з від'єднаною трансмісією. Тоді згідно рівняння тягового балансу при рівномірному русі на невеликій швидкості до 3 м/с тягова сила на гаку буде рівною:

$$P_{\text{ГК}} = P_f + P_i.$$

Експериментальне значення коефіцієнта сумарного опору дороги визначається за формулою

$$\psi = \frac{P_{\text{ГК}}}{G_a + G_b}, \quad (8)$$

де G_a – вага моделі автомобіля, H ;

G_b – вага вантажу, H ;

ПРИМІТКА: Для визначення коефіцієнта опору кочення аналогічні випробування необхідно проводити на горизонтальній ділянці дороги, розраховуючи при цьому за формулою (6) коефіцієнти f замість ψ .

Таблиця 3

Максимальний коефіцієнт сумарного опору дороги

Тип автомобіля	ψ_{max}
Легковий і автобус	0,3...0,35
Вантажний	0,35...0,45
Автомобіль високої прохідності	0,6...0,8

2. ЛАБОРАТОРНЕ ОБЛАДНАННЯ

2.1. Стенд для визначення коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою.

Стенд для визначення коефіцієнта φ (Рис.2) складається зі стола-рами 1, до якої приварений кронштейн 2. Через вісь з кронштейном з'єднаний важіль 5. Тут же передбачена система важелів 8, яка забезпечує можливість зміни сили Q . До важеля 5, за допомогою вилки 3 кріпиться колесо 4, яке, в свою чергу, зпирається на опорну площину 7, вмонтовану у візок 8. Змінних опорних площин є три. Вони імітують відповідно бетонне, цементне і асфальтове дорожнє покриття. Колесо навантажується силою через вилку за допомогою важеля та системи важелів. Відношення між плечима важеля дорівнює 2,90. Тому вертикальне навантаження на колесо P_{Zi} визначається за формулою

$$P_{Zi} = 2,90 \cdot g \cdot Q,$$

де Q – маса вантажу, кг.

Нормальна реакція визначається за формулою

$$P_{н.р} = P_0 + P_{Zi} = 250 + 2,9 \cdot g \cdot Q, \quad (7)$$

(тут $P_0 = 250$ Н – власна вага колеса і деталей кріплення).

Максимальна дотична реакція в зоні контакту колеса з опорною площиною R_{Zmax} реєструється за допомогою динамометра 9.

2.2. Стенд для визначення коефіцієнта опору коченню коліс і сумарного коефіцієнта опору дороги.

Стенд (Рис.3) складається зі стола 1, на якому розміщені скринька з піском 2, опорна площина 3, що імітує дорожнє покриття типу “асфальт” і опорна площина 8, що імітує дорожнє покриття типу “бетон”. Модель автомобіля 4 (далі – автомобіль) переміщується за допомогою каната 5, який намотується на барабан 10 електроприводом 11. Останній під’єднаний до електромережі через трансформатор 9 і включається (виключається) за допомогою кнопки 3, з’єднаної з ним кабелем 12.

Щити, на яких розміщені опорні поверхні типу “асфальт” і “бетон”, не закріплені, що дозволяє встановлювати їх як в горизонтальному, так і нахиленому положеннях. Для встановлення щита 3 в нахиленому положенні передбачені два вертикальних стояки 6 з отворами і поперечина (круглий стрижень).

Щоб отримати кут підйому α “асфальтової поверхні” 2, 4, 6, 8, 10, 12 градусів, необхідно в отвори (знизу вверху) поперемінно вставляти поперечину, на яку б спирався щит з покриттям типу “асфальт”. Таким чином, стенд буде імітувати підйом для визначення сумарного опору дороги (Рис. 4а). Стояк 7 із блоком служить для усунення побічних реакцій і покращення чистоти експерименту при переміщенні автомобіля.

Щоб отримати ефект бокового відведення при русі автомобіля необхідно підняти ліву сторону щита 3 і закріпити його спеціальними фіксаторами на стояках 15 (Рис.4б). Заміри сили P проводяться за допомогою динамометра 14.

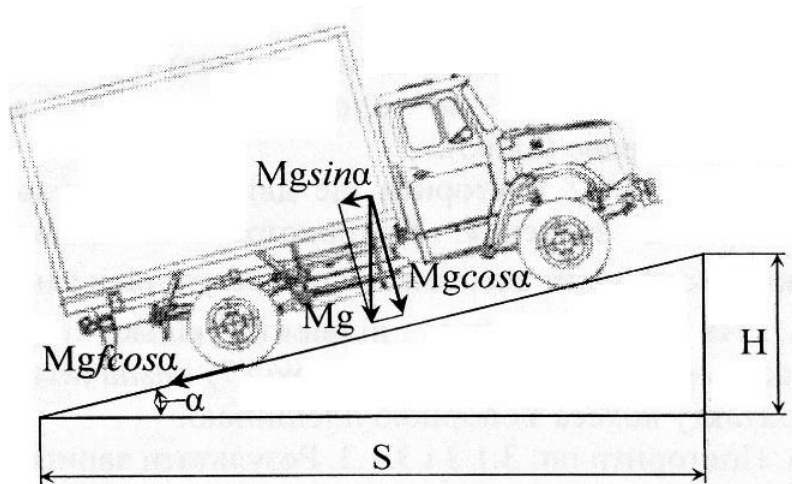


Рис. 1. Схема взаємодії автомобіля і дороги на уклоні.

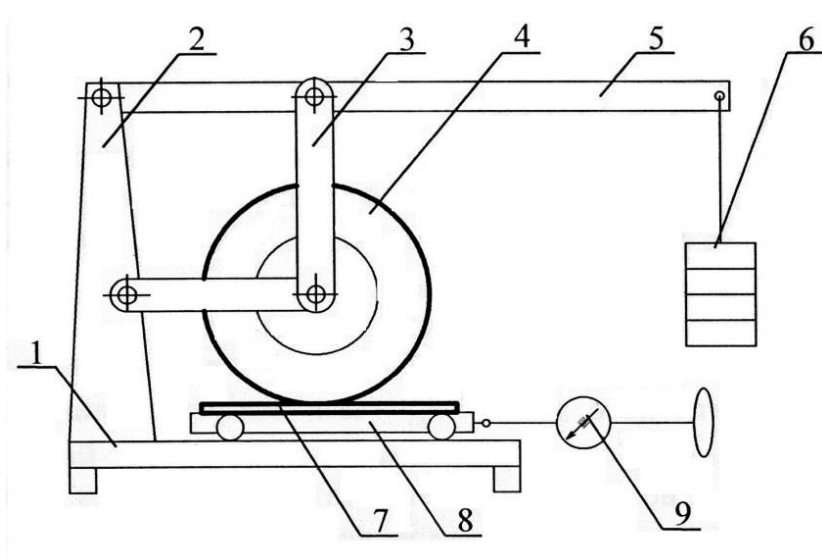


Рис 2. Схема стенда для визначення коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою

3. ОБ'ЄМ І МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ РОБОТИ

3.1. Визначення коефіцієнтів зчеплення заблокованого колеса з дорожнім покриттям.

3.1.1. Підняти колеса за допомогою важеля (Рис.2), встановити під ним візок з опорною площиною (вид поверхні вказується викладачем).

3.1.2. Повільно через динамометр намагатися витягнути візок з-під колеса слідкуючи при цьому за відхиленням стрілки. В таблицю результатів вимірів необхідно записати покази динамометра в ту мить, коли колесо почне ковзати по опірній поверхні, а стрілка перестане зміщатися вправо (вліво).

3.1.3. Пункт 3.1.2 повторити ще двічі і за результатами трьох вимірів знайти середнє значення. Використовуючи формулу (1), розрахувати повздовжній коефіцієнт зчеплення φ_x і результати записати в таблицю 4.

3.1.4. На кінець важеля підвісити кілька ваг (величина вантажу вказується викладачем) і за формулою (7) визначити нормальну реакцію в точці контакту колеса з опорною площиною.

3.1.5. Повторити пункти 3.1.2 і 3.1.3. Результати записати у таблицю 4.

3.1.6. Збільшити вантаж Q на кінці важеля до величини, вказаної викладачем, і повторити пункти 3.1.2 і 3.1.3. результати записати в таблицю 4.

3.1.7. Змінити опорну площину у візку на іншу (вказану викладачем) і повторити пункти 3.1.1-3.1.6.

3.1.8. В тій же послідовності провести вимірювання для мокрих поверхонь, змочивши попередньо змінні площини водою.

3.1.9. За формулою (2) визначити поперечний коефіцієнт зчеплення φ_y і результати занести в таблицю 4.

3.2. Визначення коефіцієнта опору коченню.

3.2.1. Встановити автомобіль на опорну площину з сухим піском, навантажити його вагою G_{B1} (вага вказується

викладачем) і увімкнути електропривід через динамометр, протягнути його вздовж площини. Зафіксувати покази динамометра, за формулою (8), з врахуванням примітки, визначити експериментальне значення коефіцієнта опору коченню f . Вага автомобіля G_a вказується викладачем.

3.2.2. Використовуючи формули (3) і (4), визначити теоретичне значення коефіцієнта опору коченню і порівняти його з експериментальним.

3.2.3. Довантаживши автомобіль до ваги G_{BZ} , повторно провести випробування згідно пункту 3.2.1. Зробити висновок про вплив навантаження на опір коченню при русі по м'якому ґрунту.

3.2.4. Зволожити пісок водою до втрати його сипучості. Повторювати випробування згідно пункту 3.2.1, порівнюючи коефіцієнти f по сухому і вологому піску, зробити висновок про ступінь впливу даного фактора на коефіцієнт.

3.2.5. Встановити автомобіль на опорну поверхню, що імітує покриття типу “асфальт” (поверхня горизонтальна). Повторити випробування згідно пункту 3.2.1. Зафіксувавши покази динамометра за формулою (11), визначити експериментальне значення коефіцієнта f .

3.2.6. Повторити пункт 3.2.3 для покриття типу “асфальт” і зробити висновок про вплив навантаження на коефіцієнт опору кочення при русі по твердій поверхні.

3.2.7. Встановити автомобіль на опорну поверхню, що імітує дорожнє покриття типу “бетон”, і повторити випробування згідно пункту 3.2.1. За формулою (11) визначити коефіцієнт f .

3.2.8. Підняти ліву сторону щита з покриттям типу “бетон” (рис.4б) і, імітуючи тим самим поперечний нахил дороги, виконати випробування згідно пункту 3.2.1. Порівняти коефіцієнт f при коченні коліс по горизонтальній площині і при коченні з боковим відведенням (нахилена площина)

3.3. Визначення коефіцієнта сумарного опору дороги.

3.3.1 Встановити автомобіль з вагою вантажу G_B на опорну поверхню з покриттям типу “асфальт”. Площина знаходиться в горизонтальному положенні $\alpha = 0^\circ$ (Рис.3). Ввімкнути електропривод і протягнути автомобіль через динамометр вздовж площини. Зафіксувати покази динамометра і за формулою (6) вирахувати експериментальне значення коефіцієнта сумарного опору дороги ψ .

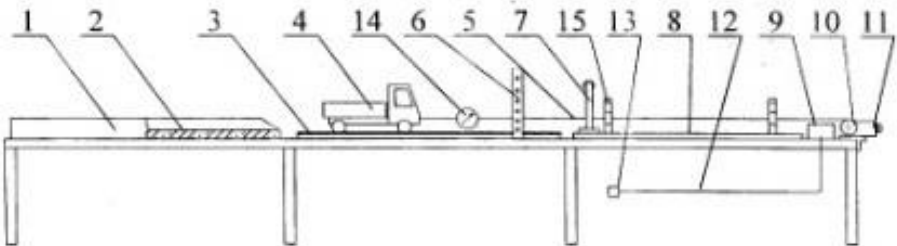


Рис.3. Стенд для визначення коефіцієнта опору кочення коліс і сумарного коефіцієнта опору дороги

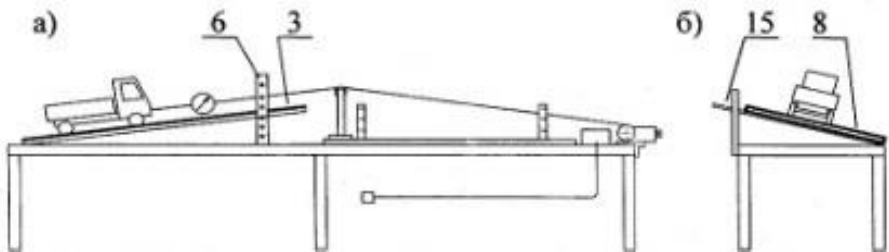


Рис.4. Розміщення елементів стенда:

- а) при визначенні сумарного опору дороги;
- б) при створенні ефекту бічного відведення.

3.3.2. Повторити випробування згідно пункту 2.3.1 при кутах підйому опорної площини α : 2° , 4° , 6° , 8° , 10° , 12° . (Рис. 4.а). Розрахувати за формулою (6) експериментальні значення коефіцієнта ψ і побудувати графік залежності $\psi(\alpha)$.

3.3.3. За формулою (5) визначити теоретичні значення коефіцієнта сумарного опору дороги і побудувати $\psi(\alpha)$ в тій же системі координат. Враховуючи, що 1%-й нахил відповідає $\alpha = 34'23''$, зробити висновок про вплив підйому на коефіцієнт ψ , тобто дати характеристику графіків $\psi - i$.

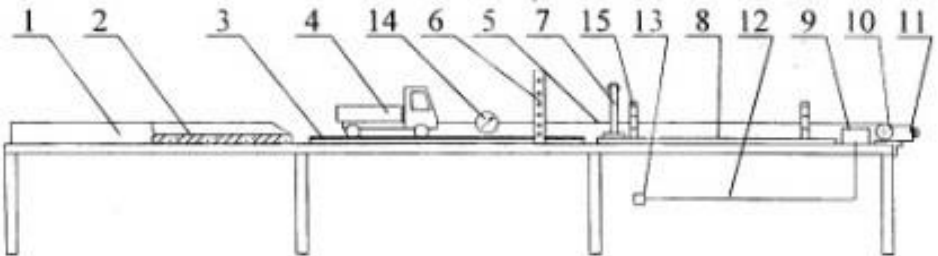


Рис. 3. Стенд для визначення коефіцієнта опору кочення коліс і сумарного коефіцієнта опору дороги.

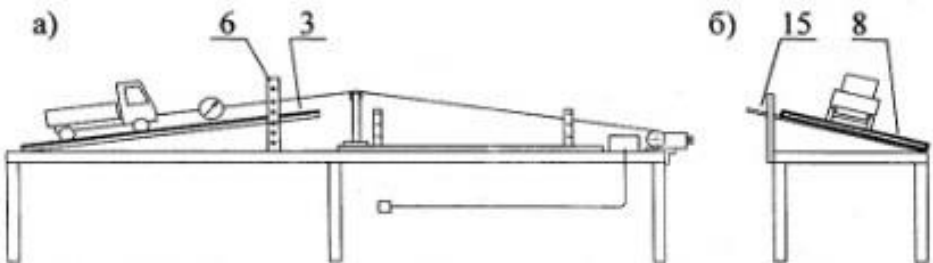


Рис. 4. Розміщення елементів стенда: а) при визначенні сумарного опору дороги; б) при створенні ефекту бокового відведення.

4. ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1. Результати вимірів і визначення коефіцієнтів зчеплення заблокованого колеса з дорожнім покриттям зведені в таблиці 4а та 4б.

Таблиця 4а

Визначення поздовжнього і поперечного коефіцієнтів
зчеплення для 1-ої опорної площини

Стан повер-хні	Навантаження	Нормальна реакція	$R_{X1},$ H	$R_{X2},$ H	$R_{X3},$ H	$R_{Xcp},$ H	φ_x	φ_y
	Q, H	R_{zi}, H						
Суха	$Q_1 = 0$	250						
	$Q_2 =$							
	$Q_3 =$							
Волога	$Q_1 = 0$	250						
	$Q_2 =$							
	$Q_3 =$							

ВИСНОВОК: _____

Таблиця 4б

Визначення поздовжнього і поперечного коефіцієнтів
зчеплення для 2-ої опорної площини

Стан повер-хні	Навантаження	Нормальна реакція	$R_{X1},$ H	$R_{X2},$ H	$R_{X3},$ H	$R_{Xcp},$ H	φ_x	φ_y
	Q, H	R_{zi}, H						
Суха	$Q_1 = 0$	250						
	$Q_2 =$							
	$Q_3 =$							
Волога	$Q_1 = 0$	250						
	$Q_2 =$							
	$Q_3 =$							

ВИСНОВОК: _____

4.2. Результати вимірів і визначення коефіцієнта опору коченню коліс автомобіля по піску зведені в таблицю 5.

Таблиця 5

Визначення коефіцієнта f при русі автомобіля по піску

Дорожнє покриття	$G_a + G_{vi}$	$P_{ГК}$, Н	f	f	f
Пісок сухий					
Пісок зволожений				-	-
	-	-	-	-	-

ВИСНОВОК: _____

4.3. Результати вимірів і визначення коефіцієнта опору коченню коліс автомобіля по дорожньому покриттю типу “асфальт” зведені в таблицю 6.

Таблиця 6

Визначення коефіцієнта f при русі автомобіля по дорожньому покриттю типу “асфальт” зведені в таблицю 6

$G_a + G_{vi}$	$P_{ГК}$, Н	f

ВИСНОВОК: _____

4.4. Результати вимірів і визначення коефіцієнта опору коченню коліс автомобіля при русі його по дорозі з поперечним нахилом (наявність бокового відведення) зведені в таблицю 7.

Таблиця 7

Визначення коефіцієнта f при відсутності та наявності бокового відведення коліс

Бокове відведення	$G_a + G_b$	$P_{ГК}$, Н	f
Відсутнє			
присутнє			

ВИСНОВОК: _____

4.5. Результати вимірів і визначення коефіцієнта сумарного опору при русі автомобіля по дорозі на підйом зведені в таблицю 8.

Таблиця 8

Визначення коефіцієнта при русі автомобіля по дорозі з підйомом.

$\alpha, ^\circ$	$G_a + G_b$	$P_{ГК}, Н$	ψ	ψ_T
0				
2				
4				
6				
8				
10				
12				

ВИСНОВОК: _____

Користуючись даними таблиці 8, побудувати графіки $\psi(\alpha)$ і $\psi_T(\alpha)$.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що таке коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою?
2. В яких напрямках визначають коефіцієнт зчеплення?
3. Яка існує залежність між коефіцієнтами зчеплення φ_X і φ_Y ?
4. Як визначають коефіцієнт зчеплення при дорожніх випробуваннях?
5. Основні фактори, від яких залежить коефіцієнт зчеплення?
6. Фізична природа зчеплення колеса з сухим твердим дорожнім покриттям.

7. Фізична природа зчеплення колеса з вологим і рудним дорожнім покриттям.

8. Вплив конструкції та матеріалу шини на коефіцієнт зчеплення.

9. Вплив зміни навантаження на колесо і тиску повітря в шині на коефіцієнт зчеплення.

10. Вплив швидкості поступального руху колеса і температури на коефіцієнт зчеплення.

11. Як залежить коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою від ступеня його проковзування?

12. Витрати енергії, характерні для автомобіля при його взаємодії з дорогою.

13. Які види втрат енергії включає в себе опір коченню колеса (шини) по горизонтальній дорозі?

14. Чим пояснюються гістерезисні втрати в шині?

15. Що таке коефіцієнт опору коченню?

16. Які фактори впливають на коефіцієнт опору коченню?

17. Як залежить коефіцієнт опору коченню колеса при русі його по твердій і м'якій дорогах?

18. Вплив на коефіцієнт опору коченню колеса, бокової сили і швидкості?

19. Чому при русі по м'якому ґрунту коефіцієнт опору коченню еластичної шини менший ніж в жорсткій шині?

20. Що таке коефіцієнт сумарного опору дороги?

21. Які фактори впливають на значення коефіцієнта сумарного опору дороги?

22. Як визначається підйом (нахил) дороги?

Література.

1. Гришкович А. Н. Автомобілі. Теорія. Мінськ : Вища школа, 1986. 326 с.
2. Литвинов А. С., Фаробін Я. Е., Автомобіль. Теорія експлуатаційних якостей. М. : Машинобудування, 1989, 260 с.
3. Іларіонов В. А. Теорія і конструкція автомобіля. М. : Машинобудування, 1985. 365 с.
4. Короткий автомобільний довідник. М. : Транспорт, 1978, 384 с.
5. Спичкін Г. В. та ін. Діагностування технічного стану автомобілів. М. : Вища школа, 1983. 588 с.
6. Чудаков Д. А. Основи теорії та ремонту трактора і автомобіля. М. : Колос, 1972. 385 с.