

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Кафедра експлуатації та ремонту машин

АВТОМОБІЛІ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних занять з дисципліни “Автомобілі” для здобувачів
вищої освіти спеціальності 274 “Автомобільний транспорт”

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра “Експлуатація та ремонт машин”

АВТОМОБІЛІ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних занять з дисципліни “Автомобілі” для здобувачів
вищої освіти спеціальності 274 “Автомобільний транспорт”

Затверджено

На засіданні кафедри
експлуатації та ремонту машин
протокол № 12 від 20.04.2022

2022

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни “Автомобілі” для здобувачів вищої освіти за спеціальністю 274 “Автомобільний транспорт”. – Кропивницький: ЦНТУ, 2022. – 41с.

Укладачі: Магопець С.О., Красота М.В., Осін Р.А., Бевз О.В.

Рецензент: канд. техн. наук Красота М.В.

Комп’ютерний набір та верстка ***Р.А. Осін, М.В. Красота.***

Зміст

Загальні вказівки до виконання практичних заняття.....	5
Практичне заняття №1	
Визначення координат центра мас автомобіля	7
Практичне заняття №2	
Визначення коефіцієнта опору кочення і коефіцієнта зчеплення покришки з поверхнею дороги	11
Практичне заняття №3	
Визначення характеристики пружних властивостей підвіски автомобіля	17
Практичне заняття №4	
Визначення характеристик еластичності покришок	22
Практичне заняття №5	
Визначення кінематичних залежностей карданної передачі з асинхронними шарнірами	27
Практичне заняття №6	
Визначення кінематичних і силових параметрів рульового керування з гідропідсилювачем	31
Практичне заняття №7	
Визначення ефективності робочої гальмівної системи автомобіля	34
Практичне заняття №8	
Визначення паливної характеристики автомобіля	37
Список використаної літератури	41

Загальні вказівки до виконання практичних занять

Практичні заняття з дисципліни “Автомобілі” по розділах “Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля” та “Робочі процеси й основи розрахунку автомобіля” є обов’язковими для здобувачів вищої освіти III курсу спеціальності 274 “Автомобільний транспорт” денної та заочної форми навчання.

Метою даних практичних занять є закріплення теоретичних знань одержаних на лекційних заняттях, набуття практичних навичок по дослідженню основних параметрів конструкції автомобілів, вимог до основних вузлів трансмісії, ходової частини, рульового керування автомобілів.

Після виконання практичних занять проводиться оформлення звіту і їх захист.

Звіт з практичних занять повинен містити тему роботи, вихідні дані для розрахунку, розрахунок та аналіз експериментальних даних результатів (висновки), відповіді на контрольні запитання.

При складанні даних методичних вказівок була врахована кредитно-модульна система організації навчального процесу. За кожне виконане практичне заняття та його захист студент набирає певну кількість балів (табл. 1).

Таблиця 1.

№ п/п	Тема практичного заняття	Обсяг годин	Максимальна кількість балів
1	2	3	4

Бали нараховані по кожному заняттю вводять в рейтинг-програму, яка переводить їх до спільної для усіх учасників навчального процесу шкали,

формуючи тим самим рейтинг студента по одному з видів навчальної програми – лабораторних робіт.

Рейтинг за лабораторними заняттями розраховується таким чином:

$$r_{lp} = f \cdot (\min_{lp}, \max_{lp}, c_{lp}) = 2 + 3 \cdot (c_{lp} - \min_{lp}) / (\max_{lp} - \min_{lp}),$$

де r_{lp} - частковий рейтинг за лабораторними заняттями;

$\min_{lp}$ - мінімальний отриманий бал відповідно рейтингового регламенту;

$\max_{lp}$ - максимальний отриманий бал відповідно рейтингового регламенту;

c_{lp} - фактично отриманий бал відповідно рейтингового регламенту.

Таблиця 2.

Вид навчальної роботи	Бали			Частковий рейтинг
	мінімум	максимум	фактично	
Практичне заняття	4,5	8		

Загальна екзаменаційна оцінка враховує частковий рейтинг, набраний за наступними видами робіт: лекція, практичні, лабораторні заняття.

Практичне заняття № 1

Визначення координат центра мас автомобіля

Мета роботи: Освоїти методику експериментального визначення координат центра мас і встановити вплив на них вагового стану автомобіля.

Обладнання: Установка для визначення координат центра мас моделі автомобіля, вантажі, масштабна лінійка, модель автомобіля, мікрокалькулятор.

Задачі роботи: Одержати експериментальні дані та зробити розрахунки координат центра мас моделі автомобіля і вказати їх на схемі автомобіля; проаналізувати вплив вагового стану автомобіля на значення параметрів координат центра мас.

Теоретичні положення

Координати центра мас залежать від компоувальної схеми автомобіля, його призначення, об'ємної ваги вантажу і його розміщення і, отже, можуть суттєво змінюватися при експлуатації. Як правило умовно вважають, що центр мас розміщений на повздовжній осі автомобіля і визначається повздовжніми координатами **a** і **b** (віддаль від проекції центра мас на опорну площину відповідно до передньої і задньої осей) і висотою над опорною поверхнею

Координати центра мас автомобіля можуть бути визначені розрахунковим методом по заданих масах і координатах центрів мас його окремих частин або експериментально зважуванням автомобіля в горизонтальному і нахиленому положеннях.

У практиці частіше удаються до експериментального визначення центра мас автомобіля.

При визначені координат **a** і **b** автомобіль знаходиться в горизонтальному положенні. Послідовним зважуванням визначають повну вагу автомобіля **G** і вагу, яка припадає на колеса передньої вісі **G₁**, і задньої - **G₂**. Заміряють базу автомобіля - **L**.

Складаючи рівняння рівноваги відносно осей задніх і передніх коліс, відповідно одержують:

$$a = \frac{G_2}{G} \cdot L; \quad b = \frac{G_1}{G} \cdot L; \quad (1)$$

Для визначення висоти центра мас автомобіль установлюють на ваги в нахиленому положенні (рис. 1б) і зважуванням визначають навантаження **G'₂**, яке приходить на колеса задньої вісі.

З умови рівноваги відносно вісі передніх коліс виходить, що

$$G'_2 L \cos \alpha - G h_0 \sin \alpha - G_a \cos \alpha = 0, \quad (2)$$

де α - кут нахилу автомобіля до горизонтальної площини,

$$\alpha = \arcsin \frac{H}{L}, \quad (3)$$

де H - висота підставки; h_o - висота центра мас над площиною, яка проходить через центри осей коліс.

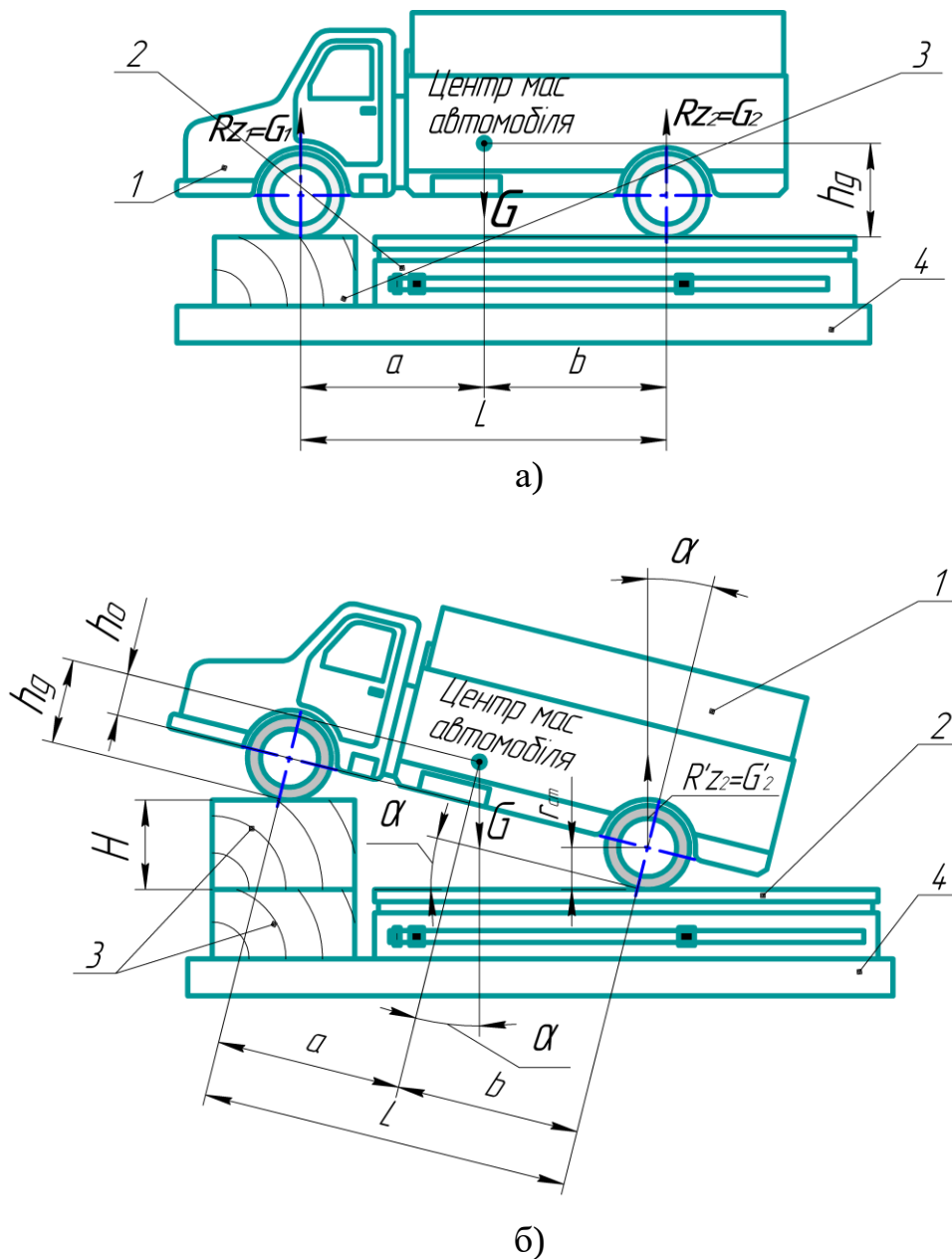


Рис. 1. Схема визначення координат центра мас моделі автомобіля:

а - при визначенні G_1 , для розрахунків координати b ; б - при визначенні G_2 , для розрахунків координати h_g ;

1 - модель автомобіля; 2 - ваги; 3 - підставка; 4 - опорна плита.

Враховуючи вираз (1), після перетворень знаходимо:

$$h_o = \frac{L}{G} \cdot \left(\frac{G'_2 - G_2}{\tan \alpha} \right). \quad (4)$$

Отже, висота центра мас над опорною поверхнею становитиме:

$$h_g = h_i + r_{\tilde{o}\delta},$$

де r_{cm} - статичний радіус колеса.

Методика й порядок виконання роботи

Експериментальне визначення координат центра мас на моделі автомобіля (навантаженого і порожнього) рекомендується виконувати в такій послідовності.

1. Установити модель автомобіля на ваги.
2. Зважити модель.
3. Установити переднє колесо моделі автомобіля на ваги, а заднє на підставку і визначити нормальне навантаження, яке приходить на передню вісь (рис. 1,а).
4. Установити заднє колесо моделі автомобіля на ваги, а переднє на підставку і визначити нормальне навантаження, яке приходить на задню вісь.
5. Установити одну підставку на другу, а на них переднє колесо моделі автомобіля (рис. 1,б) і визначити нормальне навантаження, яке приходить на задню вісь нахиленої моделі автомобіля.
6. Заміряти лінійкою базу моделі автомобіля, статичний радіус колеса і висоту підставки.
7. Результати вимірювань занести в табл. 1.
8. Установити вантаж у кузов моделі автомобіля.
9. Повторити операції в відповідності з п. 2-5,7 для навантаженого автомобіля.
10. На основі результатів вимірювань параметрів (табл. 1) по формулах розрахувати величини a , b , h_o , h_g і їх значення занести в табл. 2.

Таблиця 1

Результати вимірювання параметрів

Вимірюваний параметр	Одиниця виміру	Ваговий стан моделі автомобіля	
		порожнього	навантаженого
Вага моделі автомобіля, G_a	Н		
Нормальне навантаження, яке приходить на передню вісь, G_1	Н		
Нормальне навантаження, яке приходить на задню вісь, G_2	Н		
Нормальне навантаження, яке приходить на задню вісь при похилому положенні моделі автомобіля, G_2'	Н		
База моделі автомобіля, L	м		
Статичний радіус колеса, r_{cm}	м		
Висота підставки, H	м		

Таблиця 2

Результати розрахунків

Розрахований параметр	Одиниця виміру	Ваговий стан моделі автомобіля	
		порожнього	навантаженого
Віддаль від проекції центра мас на опорну площину до передньої вісі, a	м		
Віддаль від проекції центра мас на опорну площину до задньої вісі, b	м		
Висота центра мас автомобіля над площиною, яка проходить через центри осей коліс, h_o	м		
Висота центра мас автомобіля над опорною поверхнею при горизонтальному його положенні, h_g	м		

Аналіз і висновки

Проаналізувати вплив вагового стану автомобіля на значення параметрів **a** , **b** і **h_g** .

Практичне заняття №2

Визначення коефіцієнта опору кочення і коефіцієнта зчеплення покриття з поверхнею дороги

Мета роботи: Освоїти методику експериментального визначення:

а) коефіцієнта опору кочення і встановити вплив на нього тиску повітря в покриттях і нормального навантаження;

б) коефіцієнта зчеплення покриття з дорогою і встановити вплив на нього стану опорної поверхні.

Обладнання: Установка для визначення коефіцієнта опору коченню і коефіцієнта зчеплення покриття з опорною поверхнею, модель автомобіля, вантажі, мікрокалькулятор.

Задачі роботи: Одержати експериментальні дані і зробити розрахунки коефіцієнта опору кочення та коефіцієнта зчеплення покриття з сухим і вологим покриттям опорної поверхні; проаналізувати як змінюється коефіцієнт опору коченню при зміні навантаження і стану покриття дороги.

Теоретичні положення

Коефіцієнт опору коченню.

Вага автомобіля, яка припадає на колесо, деформує покриття і опорну поверхню. При цьому чим м'якша дорога, тим більша її деформація і менша деформація покриття, і навпаки. В результаті при їх деформації на внутрішнє тертя в покритті і дорозі, і тертя між ними витрачається енергія.

При коченні колеса під дією штовхаючої сили P (рис. 1) внутрішнє тертя в покритті і дорозі, і тертя між ними, перешкоджає зростанню деформації в передній зоні поверхні контакту покриття із дорогою і зменшенню її в задній зоні.

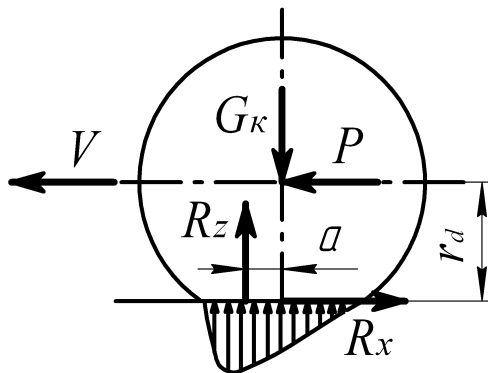


Рис. 1. Розподіл сил, що діють на колесо автомобіля.

В результаті епюра нормальних тисків, симетрична в випадку нерухомого колеса, а при коченні змінюється, збільшуючись спереду і зменшуючись ззаду.

Рівнодіюча цих реакцій R_z , перпендикулярна до напрямку руху і рівна силі тиску колеса G_k , на опорну поверхню, при коченні колеса зміщується в сторону руху на віддаль a .

Реакція R_z створює відносно центра колеса момент опору коченню M_f :

$$M_f = R_z \cdot a \quad (1)$$

В випадку рівномірного руху цей момент врівноважується моментом, який створюється штовхаючою силою P на плече, яке рівне динамічному радіусу колеса r_d .

$$R_z \cdot a = P \cdot r_d \quad (2)$$

Звідки:

$$P = R_z \frac{a}{r_d} \quad (3)$$

Внаслідок тертя між покриттям і дорогою в елементах поверхні їх контакту виникають дотичні реакції, які діють в сторону, протилежну напрямку штовхаючої сили P . На твердій дорозі ці реакції паралельні напрямку руху і становлять рівнодіючу R_x , яка при рівномірному русі дорівнює силі опору коченню P_{fk} .

Величина $\frac{a}{r_d} = f$ називається коефіцієнтом опору кочення колеса.

Беручи до уваги, що $R_z = G_k$, вираз (3) можливо записати в вигляді

$$P_{fk} = G_k \cdot f. \quad (4)$$

Звідки:

$$f = \frac{P_{fk}}{G_k}, \quad (5)$$

де P_{fk} - сила опору кочення колеса; G_k - нормальне навантаження на колесо, або для автомобіля:

$$f = \frac{P_f}{G}, \quad (6)$$

де P_f - сила опору коченню всіх коліс автомобіля; G - вага автомобіля.

Коефіцієнт опору коченню f , в основному залежить від матеріалу і конструкції покриттів, тиску в них повітря, твердості і стану дороги, жорсткості підвіски і режиму руху автомобіля. Застосування матеріалів з малим внутрішнім тертям, зменшення жорсткості кордної тканини і числа її шарів, полегшення протектора і інші конструктивні міри значно знижують гістерезисні втрати в покриттях.

Для кожного типу покриттів в залежності від твердості і стану ґрунту (сніг та інш.) існує оптимальний тиск повітря, при якому загальний опір коченню мінімальний.

При русі по нерівному шляху коефіцієнт f зростає внаслідок жорсткості підвіски і амортизаторів. Він також зростає при збільшенні висоти ґрунтозачепів покриття. Слід відмітити, що на нерівних і м'яких поверхнях коефіцієнт f знижується із збільшенням діаметра колеса.

Із факторів, які характеризують режим руху покриттів, найбільш впливає на коефіцієнт f швидкість руху та діючі на колеса вертикальні навантаження і бокова сила. Вплив швидкості на опір коченню по м'яким поверхням залежить від їх фізико-механічних властивостей.

Із збільшенням навантаження на колесо коефіцієнт f зростає, так як збільшуються деформації покриття і дороги.

В випадку дії бокової сили, яка виникає при повороті, поперечному нахилі дороги або боковому вітрі, коефіцієнт f значно збільшується внаслідок додаткових бокових деформацій покриття.

Режим руху, вологість дороги і температура навколишнього повітря відбивається на тепловому стані покриття. Із збільшенням нагріву покриття внутрішнє тертя в її матеріалі, а отже, і опір коченню знижуються. При температурі 70...80°C коефіцієнт f менше, чим у холодних покриттях приблизно на 12...15%.

Коефіцієнт зчеплення.

Одним із основних факторів, який визначає характер кочення колеса, служить коефіцієнт зчеплення покриття з дорогою.

Умовно розрізняють коефіцієнт зчеплення в поздовжньому напрямку φ_x , який характеризує дотичну взаємодію колеса з дорогою, і коефіцієнт зчеплення в поперечному напрямку φ_y , який оцінює здатність колеса протидіяти боковій силі.

Коефіцієнтом зчеплення колеса з опорною поверхнею в поздовжньому напрямку φ_x називають відношення максимальної дотичної реакції $R_{x.max}$ при якій почалося проковзування колеса, до відповідної нормальної реакції R_z (рис. 2).

$$\varphi_x = \frac{R_{x.max}}{R_z} \quad (7)$$

The diagram consists of two parts, (a) and (b), illustrating the forces acting on a tire (1) as it rolls on different road surfaces. In part (a), the tire is on a rigid road surface (2). A vertical arrow labeled R_z represents the normal reaction force, and a horizontal arrow labeled R_x represents the tangential reaction force. A curved arrow labeled ω_k indicates the angular velocity of the wheel. The coefficient of friction is denoted as φ_x . In part (b), the tire is on a road surface with high support (3), such as sand or snow. Similar forces R_z and R_x are shown, along with the angular velocity ω_k . The coefficient of friction is denoted as φ_{δ} . The diagrams also show the deformation of the tire and the road surface, labeled as 'ЗМІНАННЯ' (deformation).

Рис. 2. Основні чинники, що діють на покриття колеса автомобіля:

а – на твердих дорожніх покриттях; б – на дорожніх покриттях з високим опором коченню;

1 - покриття; 2 – жорстке дорожнє покриття; 3 – дорожнє покриття з високим опором кочення (пісок, сніг, бездоріжжя).

Дотична взаємодія обумовлена: тертям між покриттю і опорною поверхнею; опором зсуву опорної поверхні; глибиною занурення колеса в опорну поверхню.

На твердій дорозі основне значення має поверхнєве тертя, а на деформуємій дорозі - опір зсуву і занурення колеса.

Найбільш поширена характеристика зчіпних властивостей колеса - це залежність коефіцієнта зчеплення φ_x від коефіцієнта повздовжнього ковзання колеса S_δ (рис. 3). Під коефіцієнтом повздовжнього ковзання колеса розуміють відношення швидкості повздовжнього ковзання колеса до його колової швидкості.

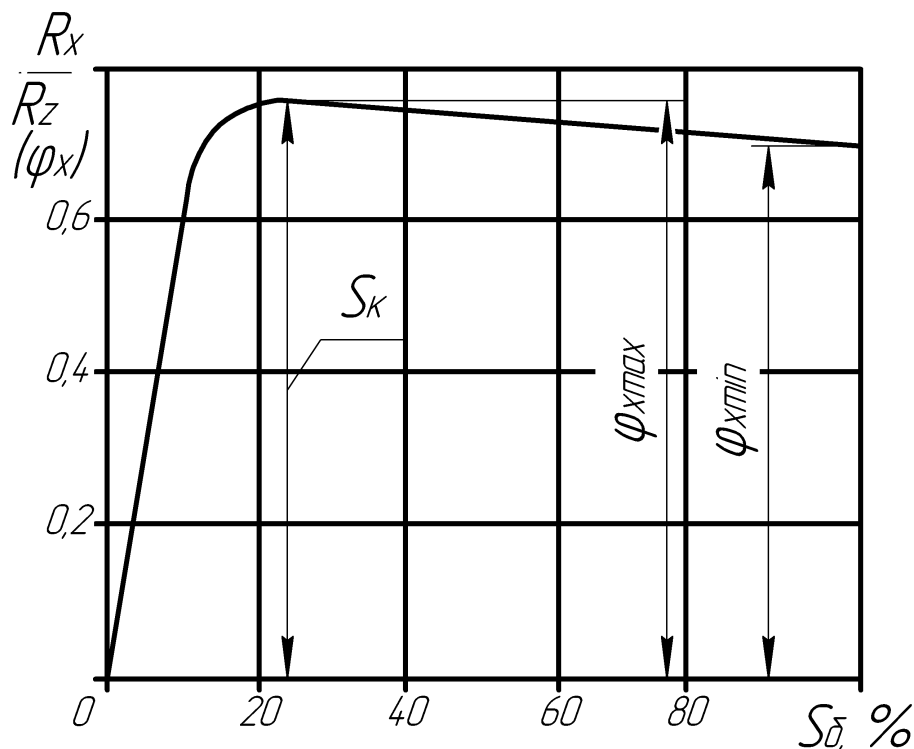


Рис. 3. Залежність коефіцієнта зчеплення φ_x від коефіцієнта повздовжнього ковзання колеса S_δ .

Дослідами встановлено що S_δ суттєво залежить від типу покриття, стану дорожньої поверхні, швидкості руху автомобіля, площі контакту покриття з опорною поверхнею та рисунка протектора.

Процеси, які відбуваються між покриттю і опорною поверхнею при ковзанні колеса назад, вперед і вбік, не зовсім ідентичні. Але ця різниця в більшості випадків не значна. Тому коефіцієнт бокового зчеплення колеса з поверхнею дороги визначається виразом (8) якщо змінити $R_{x, \max}$ максимальною боковою реакцією $R_{y, \max}$, перпендикулярною до площини колеса:

$$\varphi_y = \frac{R_{y, \max}}{R_z}. \quad (8)$$

Схема установки для експериментального визначення коефіцієнтів f і φ_x показана на рис. 4.

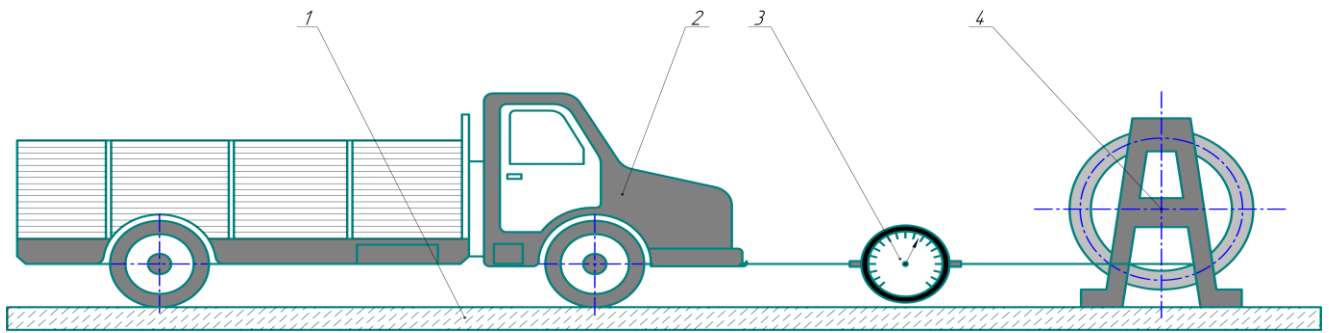


Рис. 4. Схема установки для експериментального визначення коефіцієнтів f і φ_x : 1 – покриття дороги, 2 – автомобіль, 3 – динамометр, 4 – лебідка.

Методика і порядок виконання роботи

Операції по визначенню коефіцієнта опору коченню і коефіцієнта зчеплення виконуються в такій послідовності:

1. Встановити модель автомобіля на опорну плиту установки.
2. Встановити динамометр 3 і закріпити на ньому трос лебідки 4.
3. Рівномірно обертаючи рукоятку лебідки, слідкують за показаннями динамометра.
4. Результати вимірювань занести в табл. 1.
5. Встановити вантаж в кузов моделі автомобіля і повторити операції в відповідності з пп. 3, 4.
6. Зняти вантаж з моделі автомобіля.
7. Заблокувати колеса автомобіля.
8. Рівномірно обертаючи рукоятку лебідки, слідкують за показаннями динамометра.
9. Результати вимірювань занести в табл. 2.
10. Вагу моделі автомобіля порожньої і навантаженої визначають зважуванням на вагах, а результати заносять в таблиці 1, 2.
11. Змочити водою поверхню опорної плити і повторити операції в відповідності з пп. 8, 9.
12. Встановити вантаж в кузов моделі автомобіля і повторити операції в відповідності з пп. 8, 9, 11, а результати занести в табл. 2.
13. На основі результатів вимірювань розрахувати коефіцієнт опору коченню і його значення занести в таблицю.
14. По даних вимірювань визначити коефіцієнт зчеплення φ_x і його значення занести в таблицю.

Таблиця 1

Результати вимірювань сили опору коченню і розрахунків коефіцієнта опору коченню

Вимірювань і розраховані параметри	Порожня модель	Навантажена модель
P_f , Н		
G , Н		
f		

Таблиця 2

Результати вимірювань дотичної сили в п'ятні контакту і розрахунків
коефіцієнта зчеплення

Вимірювані і розраховані параметри		Стан покриття	
		сухе	вологе
Порожня модель	R_x , Н		
	G , Н		
	φ		
Навантажена модель	R_x , Н		
	G , Н		
	φ		

Аналіз і висновки

Зробити висновки як змінюються коефіцієнти f і φ від стану дороги, навантаження і тиску повітря в покриттях.

Практичне заняття №3

Визначення характеристики пружних властивостей підвіски автомобіля

Мета роботи: Експериментальне визначення пружних властивостей підвіски автомобіля (з урахуванням спільної роботи основного і додаткового пружних елементів) і показники плавності ходу.

Обладнання: Стенд, який представляє собою підвіску автомобіля з навантажувальним пристроєм для створення вертикальних зусиль на пружний елемент; вимірювальні пристрої, які дозволяють визначити параметри (вертикальне навантаження Z , деформацію пружного елемента F , пружної характеристики $Z = f(F)$

Задачі роботи:

- одержати експериментальні дані і побудувати пружну характеристику підвіски;
- визначити діапазон прогинів основного і додаткового пружних елементів;
- порівняти жорсткість основного і комбінованого (при спільній дії основного і додаткового) пружних елементів;
- порівняти експериментально одержану пружну характеристику з оптимальною;
- визначити показники плавності ходу.

Теоретичні положення

Пружні властивості підвіски автомобіля характеризуються зміною деформації пружних елементів підвіски від вертикальної реакції дороги. Ця залежність дозволяє визначити показники плавності ходу автомобіля.

В якості пружного елемента частіше всього використовуються сталі пружні елементи (листова ресора, торсіон, пружина). Вони забезпечують роботу підвіски в основному діапазоні переміщень колеса відносно кістяка автомобіля. Однак ці пружні елементи мають суттєвий недолік у тому, що їх жорсткість постійна, тобто змінюється прямо пропорційно деформації. А найкраща плавність ходу автомобіля забезпечується підвіскою зі змінною жорсткістю.

Для покращення пружної характеристики підвіски з одинарним сталім пружним елементом застосовують додаткові пружні елементи (сталі і гумові), які вступають в роботу при певних деформаціях підвіски. Завдяки великій енергоємності і нелінійній характеристиці пружних властивостей гуми, жорсткість підвіски у випадку спільної роботи сталого і гумового елементів різко зростає і при збільшенні прогину підвіски продовжує зростати.

Така закономірність зміни жорсткості комбінованого пружного елемента дозволяє покращити пружну характеристику і підвищити її надійність.

Конструкція підвіски включає в себе наступні принципові елементи: направляючий пристрій, пружний і гасячий пристрої, стабілізатори.

Направляючий пристрій повинен найбільш повно забезпечити правильну кінематику переміщення коліс відносно кістяка автомобіля (постійність колії або бази, кутів установки коліс і інш.), а також бути надійним при передачі всіх сил і моментів від ведучих коліс до кістяка автомобіля.

Пружний пристрій підвіски повинен забезпечити необхідну характеристику пружного зв'язку коліс із кістяком автомобіля, зберігаючи при цьому надійну взаємодію з дорогою і забезпечити потрібну плавність руху автомобіля в різних дорожніх умовах.

Бажано, щоб пружний пристрій підвіски мав змінну жорсткість. Стальний пружний елемент (півеліптична ресора, циліндрична пружина або торсіон), мають постійну жорсткість, тому в конструкції підвіски необхідно передбачити пристрої, які забезпечують змінну жорсткість (подвійні або потрійні пружні елементи, додаткові гумові пружні елементи і інш.).

Характеристику пружності підвіски будують в координатах F, Z подібно до графіка на рис. 1. Вона включає, наступні показники:

$Z_{ст}, Z_{дин}$ - статичне і динамічне навантаження автомобіля;

$F_{ст}, F_{дин}$ - статичний і динамічний прогин пружних елементів.

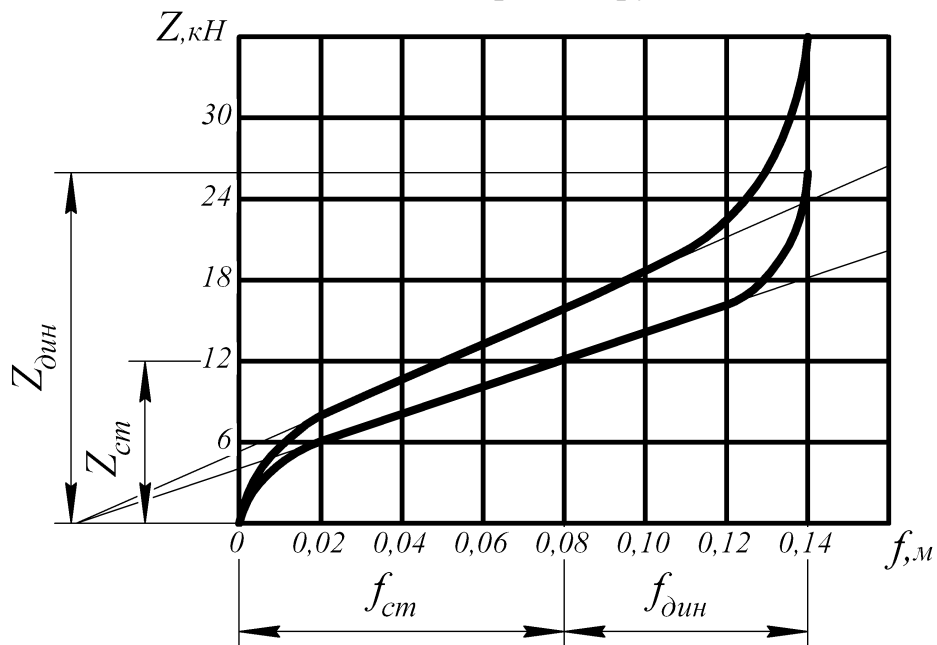


Рис. 1. Пружна характеристика підвіски автомобіля.

Динамічний прогин пружних елементів приймають у залежності від статичного, враховуючи, що:

$F_{дин} = (0,5...0,7) \cdot F_{ст}$ – для легкових автомобілів;

$F_{дин} = (0,7...0,9) \cdot F_{ст}$ – для автобусів;

$F_{дин} = (0,8...1,1) \cdot F_{ст}$ – для вантажних автомобілів

Значення динамічного навантаження приймають виходячи з того що:

$Z_{дин} = (2...3) \cdot Z_{ст}$ – для автомобілів, які працюють в основному на дорогах із штучним покриттям;

$Z_{дин} = (3...4) \cdot Z_{ст}$ – для автомобілів, які працюють в основному на ґрунтових дорогах і в умовах бездоріжжя.

В випадку побудови характеристики пружних властивостей підвіски з додатковим гумовим пружним елементом враховують, що деформація гумового пружного елемента $F_{гум}$ не повинна перевищувати половини його висоти $h_{гум}$, тобто $F_{гум} \leq 0,5h_{гум}$. Визначаючи координати характерних точок характеристики пружних властивостей підвіски з подвійним пружним елементом, необхідно врахувати, що додатковий пружний елемент повинен вступати в роботу при $(0,6...0,7) Z_{cm}$.

При такій характеристиці підвіски забезпечуються необхідні показники плавності ходу.

Основні показники оцінки плавності ходу - частоти вільних коливань підресорених і непідресорених мас, швидкість, прискорення і змінюваність прискорення підресорених мас при коливаннях автомобіля.

Частоти вільних коливань підресорених мас, Гц:

$$W_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{F_{cm}}}, \quad (1)$$

де $F_{cm} = \frac{Z_{cm}}{C}$ - статичний прогин підвіски, м; Z_{cm} - статичне навантаження на підвіску даного моста, Н; C - жорсткість підвіски, Н·м⁻¹.

Плавність ходу вантажних автомобілів вважають задовільною, якщо частота вільних коливань підресорених мас $W_n = 1,3...1,7$ Гц. При цьому статичний прогин підвіски становитиме 0,08...0,13 м (менше значення для задньої підвіски, більше для передньої).

Після встановлення статичного прогину визначається дійсна частота вільних коливань підресорених мас, зв'язаних з передньою і задньою підвісками. Найдені частоти називаються низькими.

Маси мостів автомобіля непідресорені здійснюють високочастотні вільні коливання, зумовлені жорсткістю покриття, Гц:

$$W_g = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{\sum C_N}{m_M}}, \quad (2)$$

де $\sum C_N$ - сумарна жорсткість покриття даного моста, Н·м⁻¹;

m_M - маса моста, яка може бути прийнята рівною 0,1 (передній міст) і 0,15 (задній міст) маси завантаженого автомобіля, яка припадає на відповідні мости.

При відсутності даних про жорсткість покриття автомобіля орієнтовно можливо прийняти $W_g = 6...8,5$ Гц (менше значення - передня підвіска, більше - задня).

Крім вільних коливань, автомобіль здійснює і вимушені, які викликані нерівностями дороги. Вони мають частоту, Гц:

$$W_{вим} = \frac{V_a}{S}, \quad (3)$$

де V_a - швидкість руху автомобіля, м/с;

S - довжина хвилі нерівностей, м, (на дорогах із твердим покриттям переважає довжина від 0,5 до 5 м.)

Із цієї залежності слідує, що при швидкостях руху від 0 до 17 м/с (60 км/год.) частота вимушених коливань може досягати 3,4 Гц при $S=5$ м і 34 Гц при $S=0,5$ м. Таким чином, в цьому інтервалі швидкостей руху можлива поява резонансних коливань як підресорених мас (низькочастотний резонанс), так і непідресорених (високочастотний резонанс).

Резонансних коливань можливо уникнути відповідним підбиранням пружних властивостей підвіски.

Порядок виконання роботи

1. Установити в нульове положення вимірювальні пристрої і прилади.
2. Навантажувальним пристроєм установити навантаження Z_i , яке відповідає початку роботи додаткового пружного елемента і записати показання. Після цього установити максимальне навантаження і знову записати показання.
3. Розвантажити стенд, а потім навантажувальним пристроєм, створюючи ступінчасте навантаження, довести деформацію пружного елемента до максимального значення (ступінчасте навантаження вибирають таким чином, щоб одержати 6...7 точок пружної характеристики).

Опрацювання одержаних даних

1. Визначити значення деформації F , і навантаження Z , які відповідають початку сумісної роботи основного і додаткового пружних елементів, а також максимальне значення δ_{max} і Z_{max} .
2. Вирахувати величину відносної деформації додаткового пружного елемента по формулі:

$$\delta = \frac{F_{max} - F_1}{F_g}, \quad (4)$$

де F_g - характерний розмір додаткового пружного елемента у вільному стані (без прикладання навантаження).

3. Заповнити таблицю і побудувати пружну характеристику підвіски.

Таблиця 1

№ пп	Деформація пружного елемента F , м	Вертикальне навантаження при повторностях			Середнє значення Z , Н	Частота коливань W_H, c^{-1}
		1-а	2-а	3-я		

4. Визначити жорсткість при статичній деформації і максимальній деформації:

$$C_{n.cm} = \frac{Z_{cm}}{F_{cm}}, \quad (5)$$

$$C_{n.max} = \frac{Z_{max}}{F_{max}}. \quad (6)$$

5. Визначити частоти коливань, які відповідають статичній деформації підвіски:

$$W_H = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{F_{cm}}}. \quad (7)$$

Аналіз і висновки

В процесі виконання роботи необхідно встановити:

- доцільність застосування даного пружного елемента;
- міра наближення одержаної експериментальної пружної характеристики до оптимальної;
- плавність ходу автомобіля і відповідність її показників вимогам ДСТУ, ГОСТам і нормам.

Практичне заняття №4

Визначення характеристик еластичності покришок

Мета роботи: Ознайомитися з методикою експериментального визначення характеристик нормальної і бокової еластичності покришок і встановити вплив на них тиску повітря в покришці.

Обладнання: Установка для визначення нормальної (радіальної) і бокової деформації покришки, насос, манометр, мікрокалькулятор.

Задачі роботи: Одержати експериментальні дані і зробити розрахунки для побудови графіків - радіального прогину покришки, бокового зміщення колеса, радіальної і бокової жорсткості покришки від навантаження;

Проаналізувати вплив радіальної і бокової сили, тиску повітря в камерах, на деформацію покришки при різних навантаженнях.

Теоретичні положення

Покришка безпосередньо стикається з поверхнею дороги. Будучи наповненою стиснутим повітрям, вона стає пружною і здатна сприймати великі навантаження. Під дією зовнішнього навантаження покришка піддається складній деформації. Цю деформацію для зручності вивчення як правило поділяють на три більш прості: нормальну (радіальну), бокову і колову (крутильну).

Нормальна (радіальна) деформація покришки

Під дією прикладеного до колеса навантаження P_z покришка починає деформуватися, площа її контакту з дорогою збільшується до тої пори, поки не настане рівновага між нормальною реакцією дороги R_z і навантаженням P_z (рис.1). Права частина рисунка відповідає стану ненавантаженої покришки, а ліва - деформовану радіальним навантаженням.

Деформація покришки відбувається при майже незмінному тиску повітря в ній. Об'єм повітря, витіснений при деформації, порівняно з об'ємом повітря в камері дуже малий, тому збільшення тиску в покришці внаслідок її навантаження також мале і складає 1...2%.

Під дією навантаження P_z відбувається зменшення відстані від осі колеса до дороги із-за зменшення висоти H і збільшення ширини B профілю покришки. Нормальний прогин покришки h_z оцінюють різницею вільного r_k і статичного r_{cm} радіусів колеса $h_z = r_k - r_{cm}$ і є однією із найбільш важливих характеристик покришки. Надмірне збільшення прогину приводить до підвищення напружень в покришці, нагріву і, як наслідок, зниження втомлювальної міцності покришки. В

зв'язку з цим відносна величина нормального прогину (відношення $\frac{h_z}{H}$) покришок звичайної конструкції обмежується значенням 10...12%.

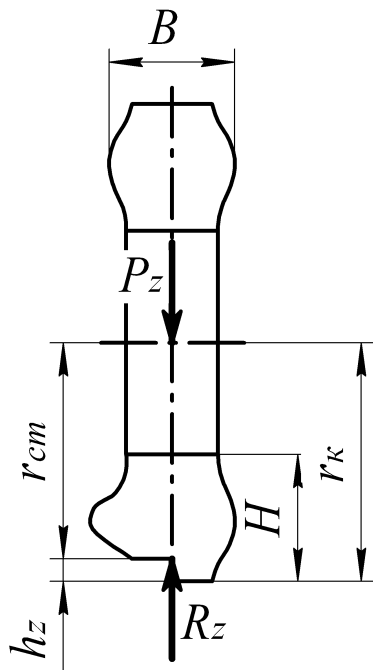


Рис. 1. Схема нормальної деформації покриття.

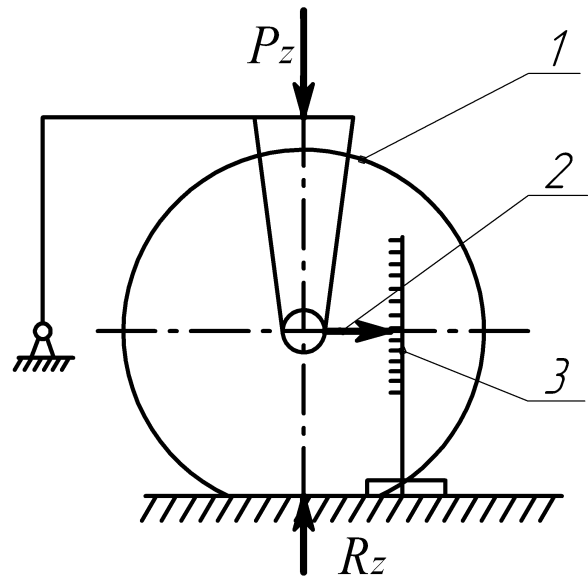


Рис. 2. Схема визначення нормальної деформації покриття на установці: 1- колесо; 2 - стрілка показчика; 3 - шкала.

Для покриттів з регулюючим тиском повітря і широкопрофільних це значення складає 12...15%, а для аровних 15...20%.

При визначенні нормальної деформації покриття її ступінчато навантажують нормальним навантаженням P_z (рис. 2).

Крім працездатності нормальний прогин визначає такий важливий експлуатаційний параметр, як нормальна жорсткість покриття, яка безпосередньо зв'язана з плавністю ходу автомобіля, його демпферуючої властивості, навантаженням в деталях ходової частини.

Нормальна жорсткість покриття C_z визначається із відношення

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

Нормальна жорсткість залежить від конструкції покриття. При однаковому тиску повітря, покриття з діагонально розміщеним кордом мають на 10...20% більшу нормальну жорсткість, ніж покриття з радіальним кордом. На нормальну жорсткість найбільше впливає тиск повітря в покритті, в меншій мірі навантаження на колесо.

В реальних умовах експлуатації жорсткість залежить від динамічних режимів навантаження, форми опорної поверхні, форми і розмірів нерівностей, температури покриття і інших факторів.

Бокова деформація покриття

Податливість покриття в боковому напрямку сильно впливає на стійкість і керуваність автомобіля. Процес бокового деформування покриття доволі складне явище.

Прикладена до колеса бокова сила P_y (рис. 3) змінює деформацію покриття, яка викликана радіальним навантаженням P_z . Відбувається викривлення форми профілю покриття і вигин її в боковому напрямку.

В результаті деформації покриття під дією бокової сили відстань від осі колеса до дороги зменшується. Центр колеса дещо відходить від середньої його площини, яка проходить через центр площі контакту протектора.

Цю деформацію називають боковим пружним зміщенням колеса h_y - це лінійне зміщення центра колеса відносно площі контакту за рахунок пружних властивостей покриття під дією бокової сили, заміряне в центральній площині, паралельно до опорної.

При визначенні бокової деформації покриття її ступінчато навантажують боковою силою P_y (рис. 4). Максимальне значення бокової сили обмежується зчепленням покриття з дорогою.

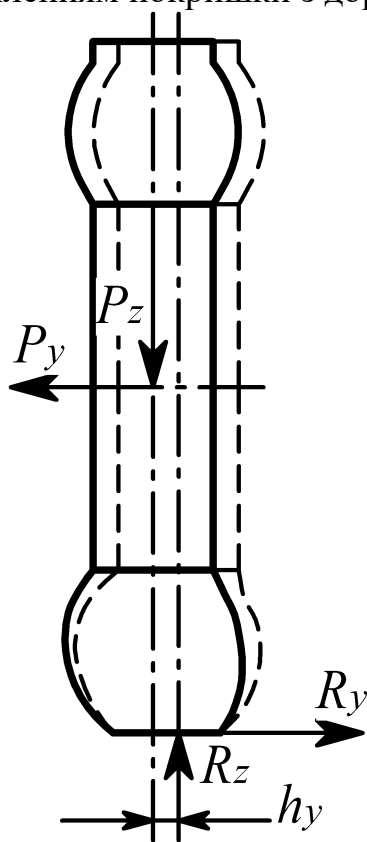


Рис. 3. Схема бокової деформації покриття.

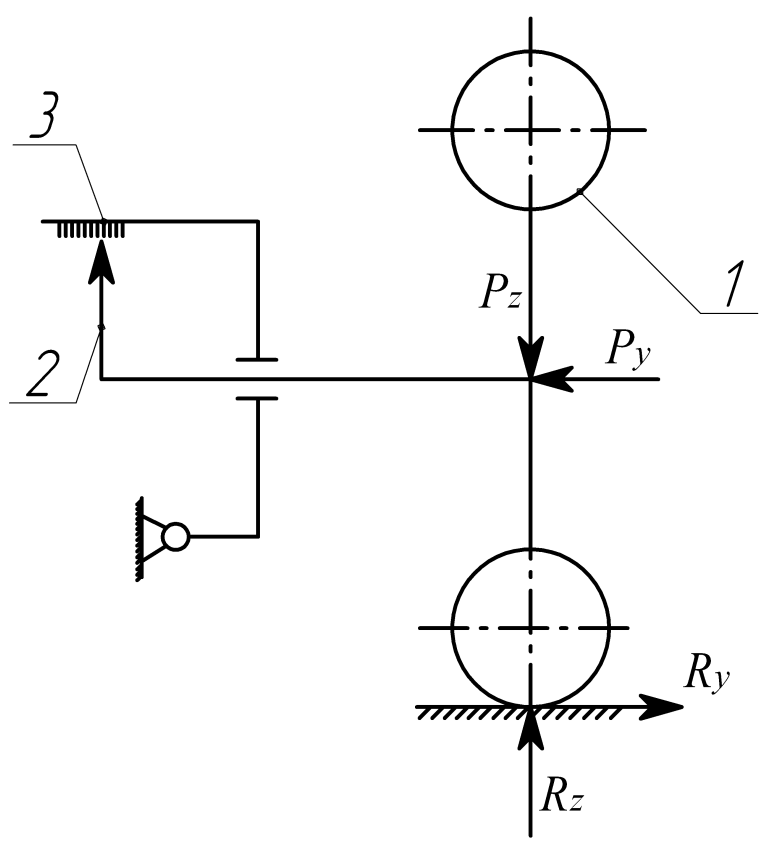


Рис. 4. Схема визначення бокової деформації покриття на установці.

1 – колесо; 2 – стрілка показчика; 3 – шкала.

Величина бокового пружного зміщення колеса залежить від конструкції покриття, її вантажопідйомності. Бокове пружне зміщення називають боковою жорсткістю покриття C_y , і визначають із відношення:

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

Бокова жорсткість покриття на відміну від нормальної - це постійна величина, яка практично не залежить від бокового зміщення колеса.

Колова (тангенціальна) деформація покриття

При прикладенні до колеса крутного моменту і повздовжньої сили відбувається колова деформація покриття. Дія на колесо крутного моменту викликає поворот обода колеса на деякий кут відносно нерухомого контакту протектора покриття.

В зв'язку із складністю експериментального визначення тангенціальної деформації покриття, в даній роботі її не визначають.

Методика і порядок виконання роботи

На установці проводять вимірювання нормального (радіального) прогину покриття h_z при різних нормальних навантаженнях P_z і бокове пружне зміщення колеса h_y , навантаженого постійним нормальним навантаженням при різних боковій силі P_y . Вимірювання виконують при різному тиску повітря в покритті P_n . Роботу виконують в такій послідовності.

1. Встановити тиск повітря в покритті $P_n = 0,14$ МПа.
2. Встановити покриття в положення нульового навантаження.
3. Ступінчато змінюючи нормальне навантаження P_z в інтервалі $0 \dots 1,0$ кН через кожні 200 Н фіксують по шкалі нормальний прогин покриття h_z . Результати вимірювань заносять в табл. 1.

Таблиця 1

Результати вимірювань і розрахунків нормальної деформації покриття

Нормальне навантаження P_z , Н	Тиск повітря в покритті P_n , МПа					
	0,07		0,10		0,14	
	Нормальний прогин h_z , мм	Нормальна жорсткість C_z , Н/м	Нормальний прогин h_z , мм	Нормальна жорсткість C_z , Н/м	Нормальний прогин h_z , мм	Нормальна жорсткість C_z , Н/м

4. Встановити постійне нормальне навантаження на колесо, $P_z = 2,5$ кН.
5. Ступінчато змінюючи бокову силу P_y в інтервалі $0 \dots 500$ Н, через кожні 100 Н фіксують по шкалі пружне зміщення колеса h_y . Результати вимірювань заносять в табл. 2.
6. Повторити операції в відповідності з пп. 2...5 при тиску повітря в покритті $0,07$; $0,10$; $0,14$ МПа.
7. Провести розрахунки нормальної C_z і бокової C_y жорсткості покриття в відповідності з навантаженнями. Одержані значення занести в табл. 1 і 2.

Таблиця 2

Результати вимірювань і розрахунків бокової деформації покриття

Бокова сила P_y , Н	Тиск повітря в покритті P_n , МПа					
	0,07		0,10		0,14	
	Бокове пружне зміщення h_y , м	Бокова жорсткість C_y , Н/м	Бокове пружне зміщення h_y , м	Бокова жорсткість C_y , Н/м	Бокове пружне зміщення h_y , м	Бокова жорсткість C_y , Н/м

8. По результатам вимірювань і розрахунків побудувати залежності $h_z=f(P_z)$, $h_y=f(P_y)$, $C_z=f(P_z)$, $C_y=f(P_y)$ при різному тиску повітря в покритті.

Аналіз і висновки

Проаналізувати вплив на одержані залежності нормального навантаження, бокової сили і тиску повітря в покритті.

Практичне заняття №5

Визначення кінематичних залежностей карданної передачі з асинхронними шарнірами

Мета роботи: Визначити залежність кутів повороту проміжного та веденого валів від кута повороту ведучого валу, тобто залежності $\alpha_2 = f(\alpha_1)$, $\alpha_3 = f(\alpha_1)$.

Обладнання:

1. Стенд з двошарнірною карданною передачею (рис. 3).
2. Прилади для вимірювання лінійних розмірів.
3. Шкали для вимірювання кутів повороту ведучого, проміжного та веденого валів.

Теоретичні положення

У карданній передачі з одним асинхронним шарніром (рис. 1) залежність між кутами повороту веденого α_2 та ведучого α_1 валів має вигляд $\operatorname{tg} \alpha_1 = \operatorname{tg} \alpha_2 \cos \gamma$ де γ - кут між ведучим та веденим валами, залежність між частотами обертання веденого ω_2 та ведучого ω_1 валів

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\cos \gamma}{\sin^2 \alpha_1 + \cos^2 \alpha_1 \cos^2 \gamma}, \quad (1)$$

тобто при рівномірній частоті обертання ведучого вала ведений обертається нерівномірно. При цьому нерівномірність обертання веденого вала зростає із збільшенням кута між осями валів, які з'єднує карданний шарнір.

Для забезпечення однакових частот обертання ведучого вала й вала агрегату, який приводиться карданною передачею, використовують передачі з парною кількістю шарнірів (рис. 2).

Ведений вал буде обертатися з тією самою частотою, що й ведучий вал 1, якщо вилки карданних шарнірів, встановлені на проміжному валу 2, лежатимуть в одній площині, кути між осями валів 1 і 2 та 2 і 3 будуть однаковими, тобто виконуватиметься умова $\gamma_1 = \gamma_2$ вали карданної передачі лежатимуть в одній площині.

Послідовність виконання роботи

1. У звіті з лабораторної роботи накреслити таблицю для занесення результатів вимірювань (табл. 1).
2. Обертаючи маховичок, опустити ведений вал у крайнє нижнє положення.
3. Виміряти довжину L_B проміжного вала (відстань між осями шарнірів) та відстань по вертикалі між ведучим та веденим валами h .
4. За формулою:

$$\gamma = \arcsin \frac{h}{L_B}. \quad (2)$$

обчислити кут між осями валів і результат занести до таблиці 1.

Таблиця 1

Результати вимірювань і розрахунків

α_1	Положення веденого вала											
	Нижнє $\gamma_1 = \dots^0$		Середнє $\gamma_2 = \dots^0$						Верхнє $\gamma_3 = \dots^0$			
	α_2	$\alpha_2 - \alpha_1$	α_3	$\alpha_3 - \alpha_1$	α_2	$\alpha_2 - \alpha_1$	α_3	$\alpha_3 - \alpha_1$	α_2	$\alpha_2 - \alpha_1$	α_3	$\alpha_3 - \alpha_1$
0												
20												
...												
340												
360												

5. Обертаючи ведучий вал з інтервалами в 20^0 , фіксувати та заносити до таблиці значення кутів повороту проміжного та веденого валів.

6. Встановити ведений вал у середнє положення. Виконати дії, вказані в пп. 3-5.

7. Встановити ведений вал у крайнє верхнє положення. Виконати дії, вказані в пп. 3-5.

Опрацювання експериментальних даних

1. Обчислити різницю $\alpha_2 - \alpha_1$ та $\alpha_3 - \alpha_1$ між кутами повороту відповідно проміжного або веденого валів та кутом повороту α_1 ведучого вала. Результати занести до таблиці.

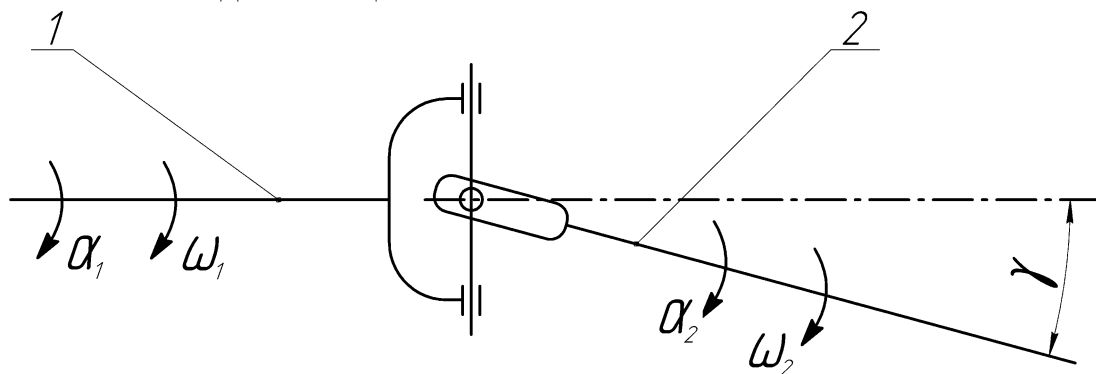


Рис. 1. Схема карданної передачі з одним асинхронним шарніром: 1 – ведучий вал; 2 – ведений вал; α_1 , α_2 – кути повороту відповідних валів; ω_1 , ω_2 – частоти обертання відповідних валів.

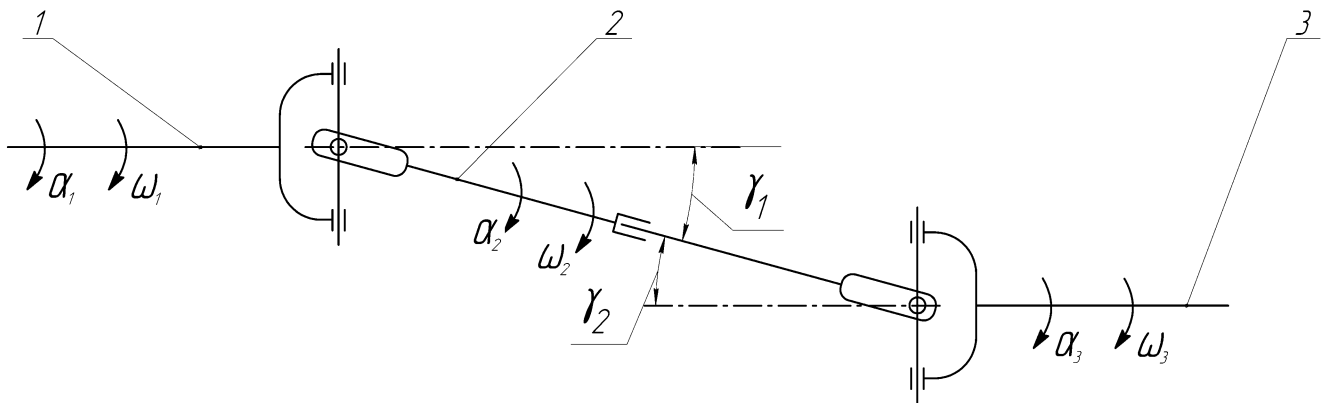


Рис. 2. Схема карданної передачі з двома асинхронними шарнірами: 1 – ведучий вал; 2 – проміжний вал; 3 – ведений вал; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – кути повороту відповідних валів; $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – частоти обертання відповідних валів.

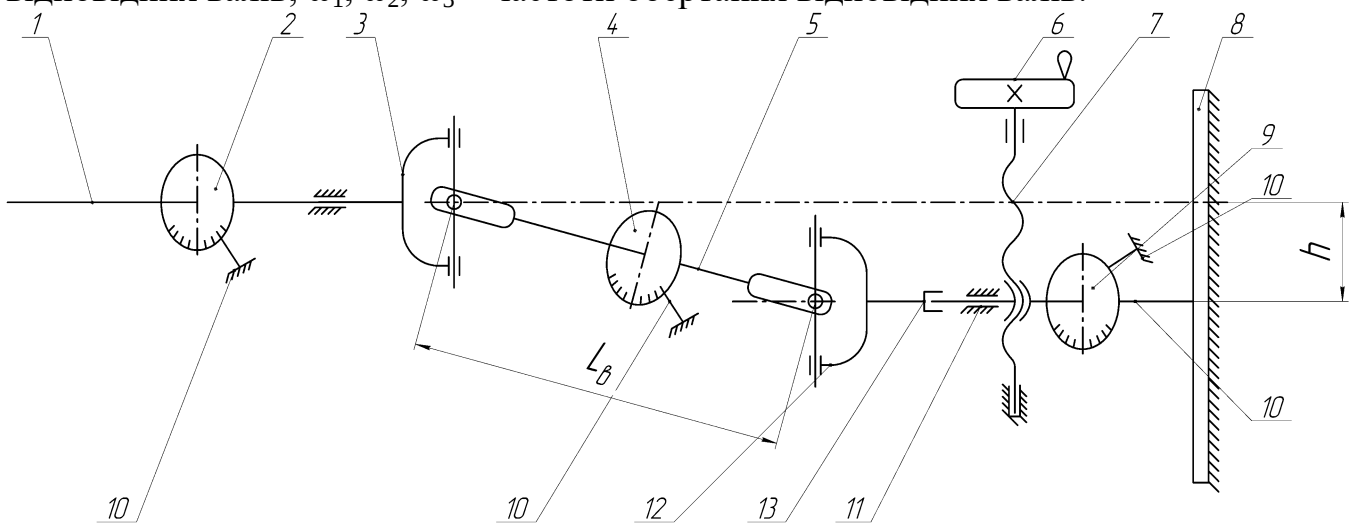


Рис. 3. Кінематична схема лабораторної установки: 1 – ведучий вал, 2, 4, 9 – кругові шкали, 3 – передній карданний вал, 5 – проміжний вал, 6 – маховичок, 7 – гвинт, 8 – лінійка, 10 – стрілочний пристрій, 11 – ведений вал, 12 – задній карданний вал, 13 – шліцьове з'єднання.

2. На підставі експериментально визначених даних побудувати на міліметровці графік залежностей кутів повороту проміжного та веденого валів від кута повороту ведучого валу.

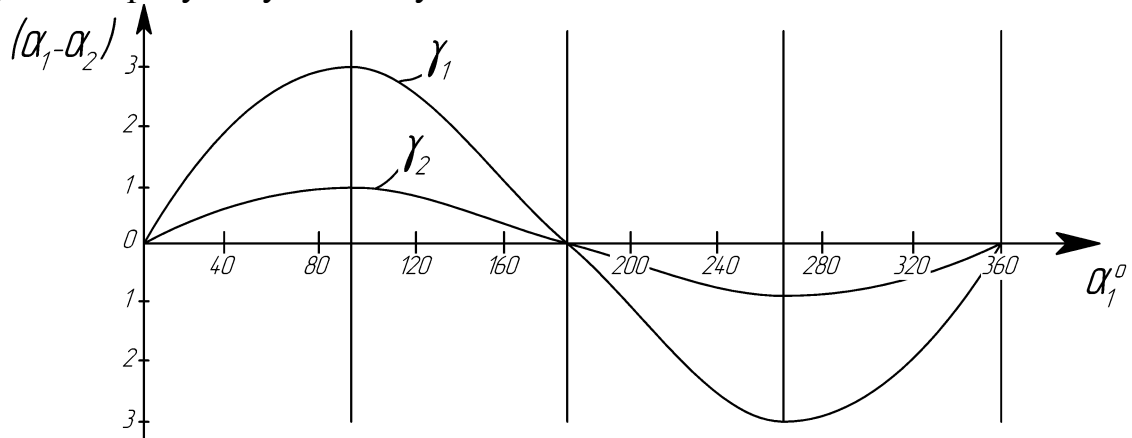


Рис. 4. Графік залежності кутів повороту проміжного та веденого валів від кута повороту ведучого валу.

Аналіз отриманих результатів та висновки

1. Проаналізувати отримані результати та зробити висновки про залежність:

- кутів повороту проміжного та веденого валів від кутів повороту ведучого вала;

- амплітуди зміни кутів повороту проміжного вала від кута між ведучим та проміжним валами.

2. Визначити амплітуду та період зміни кутів повороту проміжного вала.

Зробити висновки та дати рекомендації щодо вимог до карданної передачі, яких треба дотримуватись в умовах експлуатації.

Практичне заняття № 6

Визначення кінематичних і силових параметрів рульового керування з гідропідсилювачем

Мета роботи: Закріпити теоретичні знання студентів при вивченні теми “Рульове керування автомобіля” та набути практичних навичок при визначенні кінематичних і силових параметрів рульового керування автомобіля.

Обладнання: Лабораторний стенд, який складається з рульового механізму автомобіля ЗІЛ-130, гідропідсилювача, рульового вала з рульовим колесом, сошки руля, повздовжньої рульової тяги, стрілочного динамометра, манометра, пружини, шкал кутів повороту рульової сошки та рульового колеса.

Теоретичні передумови

Рульове керування автомобіля призначене для забезпечення заданої траєкторії руху автомобіля шляхом узгодженого повороту керованих коліс.

До складу рульового керування автомобіля входить рульовий механізм, рульовий привід і підсилювач. На більшості сучасних легкових і вантажних автомобілів як малої так і середньої вантажопідйомності встановлюються гідропідсилювач рульового керування.

Однією з основних вимог до рульового керування є зручність і легкість керування автомобілем. Зручність керування характеризується кутовим передаточним числом, легкість - силовим передаточним числом.

Рульовий механізм автомобіля ЗІЛ-130 складається із картера, гвинта з гайкою, на циркулюючих шариках, рейки з зубчатим сектором. Обертання від рульового вала на гвинт передається через карданну передачу з передаточним числом, яке дорівнює одиниці.

Методика виконання і опрацювання одержаних даних

1. Визначення кінематичних параметрів рульового механізму автомобіля ЗІЛ – 130

1.1. Визначення кутового передаточного числа рульового механізму автомобіля ЗІЛ - 130

Кутове передаточне число рульового механізму це відношення максимального значення кута повороту рульового колеса $\alpha_{P.K.max}$ від положення для руху прямо при повороті вправо або вліво до відповідного йому кута повороту рульової сошки $\alpha_{P.C.max}$, і кута повороту рульового колеса $\alpha_{P.K.max}$:

$$U_{\omega} = \frac{\alpha_{P.K.max}}{\alpha_{P.C.max}}. \quad (1)$$

Максимальний кут повороту рульового колеса вправо.

Для визначення кутів повороту рульової сошки стенд має шкалу повороту рульової сошки з градуюванням через 1^0 від 0 до 40^0 .

При визначенні фіксують вихідне положення рульового колеса по положенню однієї з його шпичь відносно стенда. При цьому стрілка, яка жорстко закріплена на сошці руля, повинна бути встановлена на шкалі проти 0.

Повертаємо рульове колесо вправо на два оберти та записуємо значення кута повороту сошки руля $\alpha_{P.C.max}$.

Кутове передаточне число рульового механізму:

$$U_{\omega} = \frac{720^0}{\alpha_{P.C.max}}. \quad (2)$$

Порівняємо одержані значення кутового передаточного числа з приведеним його значенням для автомобіля ЗІЛ – 130.

1.2. Визначення характеру зміни кутового передаточного числа рульового механізму

Характер зміни кутового передаточного числа рульового механізму залежить від призначення й умов експлуатації автомобіля.

Щоб побудувати залежність кутового передаточного числа від кута повороту рульового колеса, необхідно заміряти кут повороту рульової сошки через кожні півоберта рульового колеса; одержані дані заносимо у таблицю.

Таблиця 1

Значення кутів повороту рульового колеса та рульової сошки

$\alpha_{P.K}^0$	180	360	540	720
$\alpha_{P.C.}^0$				
U_{ω}				

За наведеними в таблиці даними будуємо залежність кутового передаточного числа рульового механізму від кута повороту рульового колеса та робимо її аналіз.

2. Визначення силових параметрів рульового керування автомобіля ЗІЛ – 130 з гідравлічним підсилювачем

2.1. Визначення зусилля на рульовому колесі

Зусилля на рульовому колесі визначаємо для двох випадків – при непрацюючому і при працюючому підсилювачі. Зусилля визначаємо за допомогою пружного динамометра.

Опір повороту керованих коліс автомобіля на стенді імітується пружиною, що з'єднується одним кінцем через стрілочний динамометр з кронштейном рами, а другим – з повздовжньою рульовою тягою.

Через пружний динамометр прикладаємо силу до рульового валу 1 кН, при цьому фіксується сила другим пружним динамометром у повздовжній рульовій тязі.

2.2. Визначення коефіцієнта підсилення гідравлічного підсилювача рульового керування

Коефіцієнт підсилення K_{Π} - це відношення сили на рульовому колесі при непрацюючому підсилювачі $P_{P.K.1}$ до сили на рульовому колесі при працюючому підсилювачі $P_{P.K.2}$:

$$K_{\Pi} = \frac{P_{P.K.1}}{P_{P.K.2}}. \quad (3)$$

Сили $P_{P.K.1}$ і $P_{P.K.2}$ повинні бути заміряні при показанні стрілочного динамометра в 1 кН.

Робота підсилювача оцінюється показниками ефективності, реактивної дії, чутливості.

Показник ефективності E - це відношення моменту на рульовому колесі при повороті автомобіля без підсилювача M_P до аналогічного моменту з підсилювачем $M_{P\Pi}$:

$$E = \frac{M_P}{M_{P\Pi}}. \quad (4)$$

При відсутності підсилювача $E = 1$.

Показник реактивної дії визначається як відношення зміни моментів:

$$\rho = \frac{dM_{P\Pi}}{dM_P}. \quad (5)$$

Він оцінює ступінь силової слідкуючої дії підсилювача.

При відсутності реактивних елементів у підсилювачі $\rho = 0$, тобто момент рульовому колесі не залежить від моменту опору керованих коліс автомобіля. Для підсилювачів з реактивними елементами $\rho = 0,1 \dots 0,3$, чутливість підсилювача оцінюється кутом повороту рульового колеса, при якому підсилювач включається у роботу.

За вимогами колишнього стандарту СЕВ 1629-79 момент на рульовому валу не повинен перевищувати 8 Н·м для включення гідропідсилювача в роботу, кут повороту рульового колеса не повинен перевищувати $6,5^0$ при підвищенні тиску на 0,1 МПа.

При виконанні лабораторної роботи перевірити відповідність гідропідсилювача до вимог стандарту.

Практичне заняття №7

Визначення ефективності робочої гальмівної системи автомобіля

Мета роботи: Експериментальне визначення гальмівних властивостей автомобіля та їх показники.

Обладнання: Автомобіль (робочий), датчики швидкості, датчики пройденого шляху, датчики спрацювання гальмівного приводу і механізму, пристрій запису діаграм.

Задачі роботи: Одержати експериментальні дані для визначення гальмівного шляху і сумарного часу гальмування.

Теоретичні положення

Система гальмування призначена для зменшення швидкості руху, збереження керованої траєкторії руху, зупинки і утримання автомобіля на місці. Розрізняють наступні гальмівні системи автомобіля: робоча, допоміжна, аварійна (запасна), стоянкова. Під ефективністю гальмування кожної із названих систем приймається якісна міра гальмування, яка характеризує властивість гальмівної системи створювати необхідний опір руху автомобіля. Із кількісної сторони властивість даної гальмівної системи автомобіля досягати необхідний гальмівний момент оцінюється по нормованим показникам і критеріям (ОСТ 37.001.067-86). Гальмівний шлях і стале сповільнення обумовлюють ефективність робочої гальмівної системи всього рухомого складу транспорту. Для причепів і напівпричепів визначають значення сумарної гальмівної сили і часу спрацювання гальм.

Гальмівний шлях визначається як відстань, яку проходить автомобіль від початку до кінця гальмування. Початок гальмування – це момент часу, на протязі якого гальмівна система одержує сигнал про необхідність проводити гальмування, а кінець гальмування – це момент часу коли автомобіль повністю зупиняється.

На рис. 1. показано зміну сили тиску на педаль P_{ped} , гальмівної сили P_g , сповільнення (від'ємне прискорення) J і швидкість руху автомобіля V в залежності від часу t при гальмуванні до повної зупинки.

До часу T з моменту, коли водій оцінивши дорожню ситуацію (аварійно-небезпечна ситуація, сигнал світлофора, значення дорожнього знаку), зробив висновок про необхідність гальмування до повної зупинки автомобіля входять:

- час реакції водія t_p ;
- інтервал часу до початку гальмування - t_c ;
- інтервал часу до моменту, коли гальмівна сила має постійне значення - t_n ;
- час спрацювання гальмівного приводу і механізму ($t_c + t_n$);
- час сталого гальмування – t_{cm} , що відповідає сталому сповільненню.

При дослідженні стале сповільнення j приймають рівним середньому значенню сповільнення за час сталого гальмування t_{cm} .

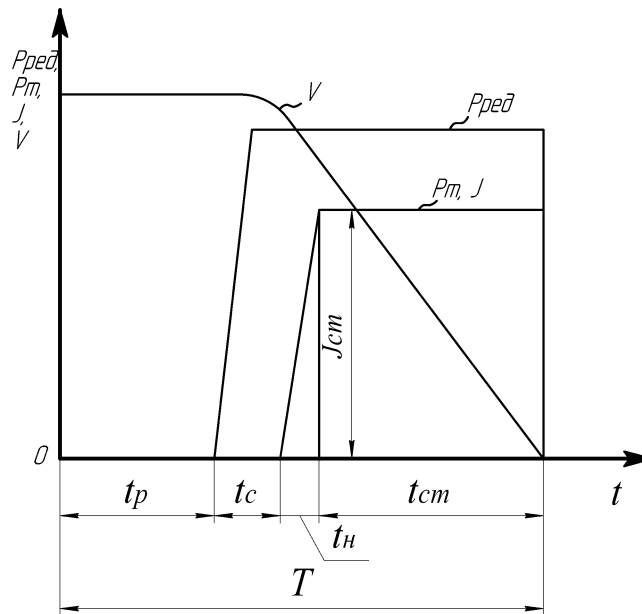


Рис. 1. Графік процесу гальмування.

Гальмівний шлях і стає сповільнення при дії робочої гальмівної системи визначають випробуванням автомобіля. При цьому передбачені випробування типу 0, 1, 2, згідно ГОСТ 22895-77. Випробування “нуль” проводять з “холодними” гальмівними механізмами. При випробуванні “нуль” гальмування проводять порізно: з двигуном з’єднаним з трансмісією і роз’єднаним з трансмісією. Випробування “1” проводять при нагрітих гальмівних механізмах, а випробування “2” – при русі автомобіля на затяжних спусках.

Випробування всіх трьох типів проводять при контрольному, тобто екстремому гальмуванні, в заданому режимі, коли приведення в дію органів керування робочої гальмівної системи проводиться від заданої початкової швидкості за час не більше 0,2сек., із зусиллям згідно ГОСТ 22895-77.

При навчальних випробуваннях гальмівних властивостей автомобіля, початкова швидкість гальмування обмежується 30км/год. із міркувань безпеки. Контрольне екстремне гальмування замінюють службовим гальмуванням із сповільненням 1,5...2,5 м/с². Дорожні випробування гальмівних властивостей автомобіля проводять по типу “нуль” із від’єднанням від трансмісії двигуном.

Гальмівні властивості оцінюють по довжині гальмівного шляху і часу гальмування.

Послідовність виконання роботи

1. Вийхати на розмірену ділянку дороги, зупинити автомобіль, налаштувати апаратуру, встановити в початкові положення стрілки електроімпульсних лічильників.

2. Записати діаграму процесу гальмування автомобіля:

а) розігнати автомобіль до швидкості 33...35 км/год. і від’єднати двигун від трансмісії;

б) при досягненні швидкості 30 км/год. включити записуючий пристрій, і через 3...4сек. загальмувати автомобіль;

в) через 2...3сек. після зупинки автомобіля виключити записуючий пристрій;

г) підрахувати кількість відміток датчика пройденого шляху n_s і шлях l_s за кожен секунду та занести в таблицю 1;

Таблиця 1. Результати обробки діаграми процесу гальмування автомобіля.

Час початку гальмування t_T , сек	Швидкість відповідно часу гальмування V , м/с	Кількість відміток датчика пройденого шляху n_s		Шлях пройдений автомобілем S_T , м	
		за кожен 1сек.	з початку гальмування	за кожен 1сек.	з початку гальмування
0					
1					
2					
3					
...					

д) визначити по формулі шлях S_T ;

$$S_T = n_s \cdot l_s,$$

за кожен секунду та від початку гальмування, результати занести в табл. 1;

е) за отриманими даними побудувати залежність $S_T = f(V)$.

3. За показаннями лічильників визначають сумарний гальмівний шлях і сумарний час гальмування.

Наближено від графіків залежностей показано на рис. 2 і рис. 3.

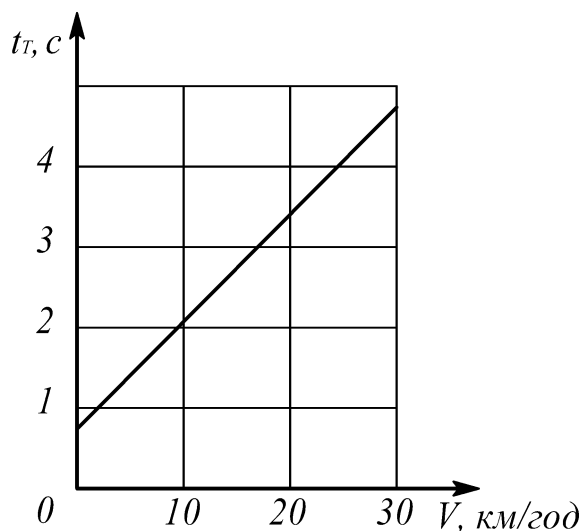


Рис. 2. Графік залежності часу гальмування від швидкості руху

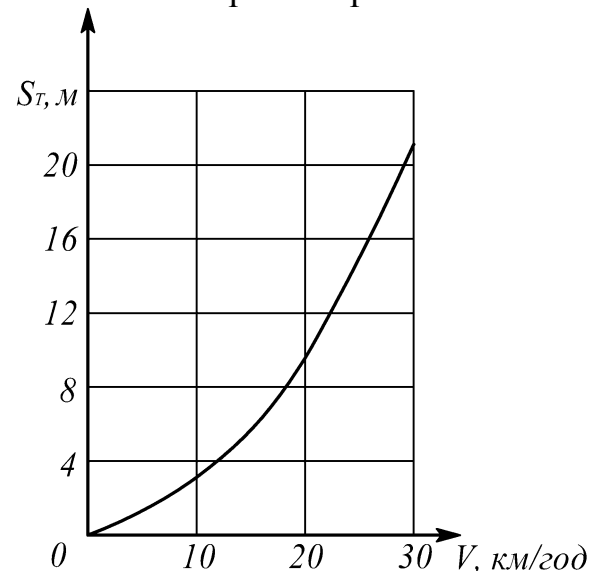


Рис. 3. Графік залежності гальмівного шляху від швидкості руху

Аналіз і висновки

1. За якими показниками оцінюють гальмівну ефективність автомобіля?
2. Чим пояснюється запізнення спрацювання гальмівного приводу?
3. Проаналізувати графіки залежностей гальмування.

Практичне заняття № 8

Визначення паливної характеристики автомобіля

Мета роботи: Засвоїти методику визначення витрати палива в залежності від швидкості при сталому русі на вибраній передачі.

Обладнання: автомобіль “Газель” (робочий), витратомір палива, пристрій заміру пройденого шляху, електронний тахометр.

Теоретичні передумови

Паливна економічність автомобіля характеризується витратою палива віднесеною до пройденого шляху, або до транспортної роботи в тонно-кілометрах, або пасажиро-кілометрах, зробленою при перевезенні вантажів і пасажирів.

Витрата палива на одиницю пробігу автомобіля:

$$Q = \frac{Q_t}{V} = \frac{geNe}{V}, \quad (1)$$

де Q_t - витрата палива за одиницю часу, г/год.;

ge - питома витрата палива, г/кВт·год.;

Ne - потужність двигуна, кВт.;

V - швидкість автомобіля, км/год.

Витрату палива Q_s в літрах на 100км пробігу можна визначити з урахуванням густини палива γ , г/см³.

$$Q_s = \frac{geNe}{10V\gamma}. \quad (2)$$

Із потужнісного балансу відомо, що:

$$Ne = \frac{N_\psi + N_w + N_i}{\eta}, \quad (3)$$

де N_ψ , N_w - потужність, яка витрачається на подолання опору дороги і опору повітря;

N_i - потужність, яка витрачається на розгін автомобіля.

Для сталого режиму руху $N_i = 0$, тоді:

$$Ne = \frac{N_\psi + N_w}{\eta}, \quad (4)$$

$$Q_s = \frac{ge(N_\psi + N_w)}{10V\gamma\eta}. \quad (5)$$

Із урахуванням що:

$$N_\psi = \frac{\psi GV^3}{3.6 \cdot 10^3}, \text{ кВт.} \quad (6)$$

$$N_w = \frac{kFV^3}{3.6 \cdot 10^3}, \text{ кВт.}, \quad (7)$$

де ψ - коефіцієнт сумарного опору дороги;

G - вага автомобіля, Н;

F - лобова площа автомобіля, м²;

k - коефіцієнт опору повітря, $\frac{H \cdot c^2}{m^4}$.

Формулу для визначення витрати палива на 100км пробігу можна записати у вигляді, л/100км:

$$Q_s = \frac{ge \left(G\psi + \frac{kFV^2}{3.6^2} \right)}{3.6 \cdot 10^4 \cdot \gamma \cdot \eta}. \quad (8)$$

Аналіз виразу показує, що на витрату палива найбільший вплив мають:

- економічність двигуна, яка змінюється в широких границях в залежності від температурного, швидкісного, навантажувального режиму двигуна і його технічного стану;
- конструктивні параметри автомобіля (його вага, втрати на тертя в трансмісії, фактор обтічності, площа лобового опору);
- експлуатаційні навантаження і дорожні умови (нахил дороги, опір кочення коліс);
- швидкісний режим руху автомобіля.

Витрата палива залежить також від кваліфікації водія, прийомів керування автомобілем (вибір швидкісного режиму двигуна, вибраній передачі, техніці перемикавання передач, використання накату і динамічного подолання підйомів дороги).

Паливна характеристика автомобіля (рис. 1) показує залежність витрати палива Q_s від швидкості сталого руху автомобіля V по дорогах із різними коефіцієнтами сумарного опору дороги ψ . Така характеристика може бути побудована для кожної передачі шляхом розрахунку або по результатам стендових і дорожніх випробуваннях автомобіля.

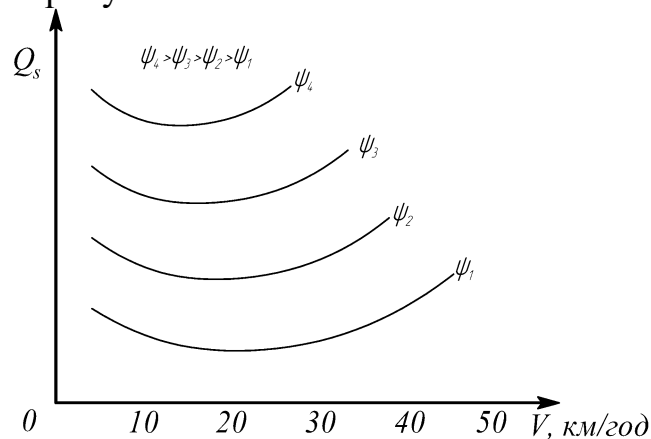


Рис. 1. Паливна характеристика автомобіля для різних коефіцієнтів опору дороги: $\psi_4 > \psi_3 > \psi_2 > \psi_1$.

Для навчальних цілей, випробування проводять для одного значення передачі на горизонтальній ділянці і одного значення коефіцієнта опору дороги.

Методика і порядок виконання роботи

Випробування автомобіля на паливну економічність проводять на вибраній передачі в режимі сталого руху. Заїзди на ділянці випробування починають зі швидкості 50км/год.

По закінченню досліду записують одержані показання приладів, потім їх вимикають і знижують швидкість до наступного заданого значення. Виміри проводять для сталого руху зі швидкістю 40, 30, 20км/год. По результатам замірів витрати палива в прямому і зворотному напрямках визначають його середнє значення.

Завдання рекомендується виконувати в наступній послідовності:

1. При заїзді на горизонтальну ділянку дороги зупинити автомобіль і налаштувати вимірювальні прилади.
2. Розігнати автомобіль до швидкості 50км/год. і строго її тримати.
3. За командою керівника, ввімкнути прилади для заміру витрати палива і пройденого шляху.
4. Через 0,3...0,5км пробігу вимкнути прилади. Результати замірів занести в табл. 1.

Таблиця 1. Результати замірів та розрахунків випробування автомобіля на паливну економічність.

Вимірювані параметри			Розрахункові параметри						
Швидкість руху автомобіля	Кількість імпульсів пройденого шляху n_s		Пройдений шлях S , км.		Об'єм витрат палива Q , мл		Витрата палива на 100км шляху Q_s , л/100км.		Середнє значення витрати палива $Q_s \cdot_{сер.}$, л/100км.
	Прямий рух	Зворотній рух	Прямий рух	Зворотній рух	Прямий рух	Зворотній рух	Прямий рух	Зворотній рух	
	50								
	40								
	30								
20									

5. Повторити операції у відповідності з пп.2-4 для швидкостей руху 40, 30, 20км/год. (в прямому і зворотному напрямках).

6. За отриманими результатами розрахувати пройдений шлях S , об'єм витрат палива Q , витрати палива на 100км шляху Q_s , а також середнє значення $Q_{s \cdot \text{сеп.}}$.

Отримані результати занести в табл. 1.

7. По даним табл. 1 побудувати залежність середнього значення витрати палива в літрах на 100км. пройденого шляху від швидкості сталого руху $Q_{s \cdot \text{сеп.}} = f(V)$.

Приблизний вид графіка показано на рис. 2.

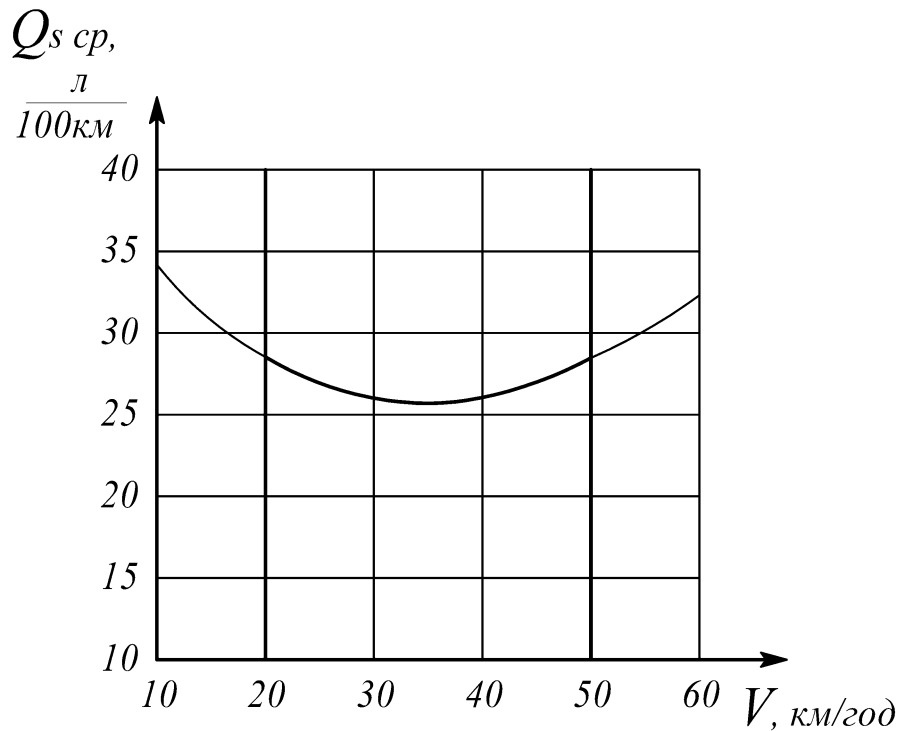


Рис. 2. Паливна характеристика сталого руху автомобіля.

Аналіз і висновки

1. Проаналізувати по одержаній залежності, як зі зміною швидкості руху змінюється витрата палива.
2. При якій швидкості витрата палива буде мінімальною.
3. Які фактори впливають на паливну економічність автомобіля.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Основенко М.Ю., Сахно В.П. Автомобілі. - К.: НМКВО. 1992.
2. Кисликов В.Ф. Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів. Підручник. –К.: Либідь, 1999. - 400 с.
3. Сахно В.П., Безбородов Г.Б., Маяк М.М., Шарай С.М. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність. /Навч. посібник/. – К.: Вид-во. "КВІЦ", 2004. – 174с.
4. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория - Минск, Выс. школа. 1986.
5. Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобилей. - М., Машиностроение, 1966.-278с.
6. Устройство и эксплуатация автомобилей. Учебное пособие /В.П. Полосков, П.М. Лещев, В.Н. Хартанович/. –М.: ДОСААФ, 1983. – 318 с.
7. Техническая эксплуатация автомобилей. Несвитский Я.И. «Вища школа», 1971. – 428 с.
8. НИИАТ. Краткий автомобильный справочник. Изд. 10-е. – М.: Транспорт, 1984. – 224с.
9. Работа автомобильной шины / Под ред. В.И. Кнороза. – М.: Транспорт, 1976. – 238с.
10. Теория эксплуатационных свойств автотранспортных средств в примерах и заданиях: Учеб. пособ. / Н.П. Алекса, В.Н. Алексеенко, А.Б. Гредескул. – К.: УМК ВО, 1990. – 100с.