

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання лабораторних робіт з дисципліни

«Робочі процеси автомобілів»

для студентів спеціальності 133

«Галузеве машинобудування»

(«Колісні та гусеничні транспортні засоби»),

усіх форм навчання

2020

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Робочі процеси автомобілів» для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби») усіх форм навчання. / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 78 с.

Укладачі: О.М. Артюх, доцент, канд.техн.наук;
О.В. Дударенко, доцент, канд.техн.наук;
А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук;
А.В. Щербина, доцент, канд.техн.наук

Рецензенти: О.С. Слюсаров, доцент, канд.техн.наук;
С.М. Турпак, професор, д-р.техн.наук

Відповідальний за випуск: А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук

Затверджено
на засіданні кафедри «Автомобілі»
Протокол № 8
від « 30 » червня 2020.

Рекомендовано для видання
НМК Транспортного факультету
Протокол № 88
від « 31 » серпня 2020.

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ.....	6
Техніка безпеки при проведенні лабораторних робіт.....	7
Порядок проведення лабораторних робіт.....	9
Вказівки щодо оформлення звіту до лабораторних робіт.....	10
1 Лабораторна робота № 1. Дослідження динамічної системи трансмісії двовісного автомобіля.....	11
1.1. Ціль роботи.....	11
1.2. Загальні теоретичні знання.....	11
1.3. Підготовка до роботи.....	21
1.4. Обладнання та прилади.....	21
1.5. Порядок виконання роботи.....	21
1.6. Методика знаходження податливості коробки передач приводаведучих коліс та шини автомобіля ЗАЗ-1102.....	22
1.6.1 Об'єкт випробовувань.....	22
1.6.2 Метод та умови випробовування.....	22
1.6.3 Знаходження характеристики пружності коробки передач.....	22
1.6.4 Знаходження характеристики пружності шарнірних валів приводаведучих коліс автомобіля.....	25
1.6.5 Знаходження характеристики тангенціальної пружності сили.....	26
1.7 Зміст звіту.....	26
2 Лабораторна робота № 2. Знаходження робочої діаграми та характеристики амортизатора.....	29
2.1 Ціль роботи.....	29
2.2 Загальні теоретичні знання.....	29
2.3 Підготовка до роботи.....	36
2.4 Обладнання і прилади.....	36
2.5 Об'єкт випробовувань.....	36
2.6 Метод і умови випробовувань.....	37
2.6.1 Знаходження робочої діаграми амортизатора.....	37

2.6.2 Знаходження робочої характеристики амортизатора.....	39
2.7 Зміст звіту.....	40
3 Лабораторна робота № 3. Визначення жорсткості напрямного апарата задніх коліс автомобіля ЗАЗ.....	42
3.1 Ціль роботи.....	42
3.2 Об'єкт випробовувань.....	42
3.3 Метод і умови випробовувань.....	42
3.4 Кутова жорсткість балки.....	45
3.5 Жорсткість напрямного апарата при навантаженні колеса вертикальною реакцією.....	45
3.6 Жорсткість напрямного апарата при навантаженні колеса боковою силою.....	46
3.7 Жорсткість напрямного апарата при навантаженні колеса повздовжньою горизонтальною реакцією (гальмування).....	46
4 Лабораторна робота № 4. Знаходження параметрів фрикційного зчеплення.....	48
4.1 Ціль роботи.....	48
4.2 Загальні теоретичні знання.....	48
4.3 Обладнання та прилади.....	51
4.4 Підготовка до роботи.....	52
4.5 Послідовність виконання роботи.....	52
4.6 Зміст звіту.....	53
5 Лабораторна робота № 5. Знаходження коефіцієнта корисної дії (ККД) рейкового рульового механізму.....	55
5.1 Ціль роботи.....	55
5.2 Об'єкт випробовувань.....	55
5.3 Метод і умови проведення випробовувань.....	55
6 Лабораторна робота № 6. Знаходження жорсткості кузова легкового автомобіля, зміни розмірів прорізів та стомленої міцності при крученні.....	59
6.1 Ціль роботи.....	59
6.2 Об'єкт випробовувань.....	59
6.3 Метод і умови випробовувань.....	59
6.3.1 Знаходження жорсткості кузова.....	59
6.3.2 Знаходження зміни розмірів кузова.....	61
6.3.3 Знаходження стомленої міцності кузова.....	61

7 Лабораторна робота № 7. Знаходження основних фрикційних характеристик і характеристик спрацювання гальмових накладок у гальмових механізмів автомобіля...	63
7.1 Ціль роботи.....	63
7.2 Об'єкт випробовувань.....	64
7.3 Метод і умови випробовувань.....	64
7.3.1 Знаходження коефіцієнта тертя і зносостійкості зразків фрикційного матеріалу.....	64
7.3.2 Знаходження фрикційних характеристик і характеристик спрацювання в повно розмірному гальмі.....	66
8 Лабораторна робота № 8. Визначення ефективності гальмової системи автомобіля.....	68
8.1 Ціль роботи.....	68
8.2 Загальні теоретичні знання.....	69
8.3 Об'єкт випробовувань.....	71
8.4 Обладнання та прилади.....	71
8.5 Підготовка до роботи.....	74
8.6 Порядок виконання роботи.....	74
8.7 Зміст звіту.....	75
Рекомендована література.....	77
Додаток А. Приклад оформлення титульного листа звіту до лабораторних робіт.....	78

ВСТУП

Ефективність роботи автомобільного транспорту впливає на продуктивність праці всіх галузей промисловості та сільського господарства. Велике значення набуває розробка та створення прогресивних моделей автомобільної техніки, вдосконалення конструкцій агрегатів автотранспортних засобів, покращення їх експлуатаційних якостей.

Лабораторні роботи по дисципліні «Робочі процеси автомобілів» мають ціль:

- служити з'єднувальною ланкою між теорією та практикою в процесі навчання, експериментально розкривати теоретичні положення даної дисципліни;
- закріплювати та поглиблювати теоретичні положення, викладені в лекційному курсі;
- вивчати робочі процеси агрегатів та механізмів автомобіля;
- виробити у студенте практичні навички монтажу та експлуатації устаткування, обладнання, контрольно-вимірювальної апаратури;
- прищеплювати навички планування та постановки експерименту;
- навчити умінню аналізувати експериментальні дані, порівнюючи їх з теоретичними положеннями та результатами розрахунків;
- розвивати навички самостійної творчої праці.

Методичні вказівки для виконання лабораторних робіт по дисципліні «Робочі процеси автомобілів» містять основні положення по організації, послідовності виконання та об'єму лабораторних занять зі студентами спеціальності «Колісні та гусеничні транспортні засоби».

Зміст лабораторних робіт охоплює комплекс основних відомостей по конструюванню, розрахунку агрегатів та механізмів автомобілів, а проведення більшості з них передбачено у випробувальному центрі ПАТ «ЗАЗ».

ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ

На першому занятті студенти повинні ознайомитися з правилами техніки безпеки і суворо дотримуватися їх. Після інструктажу по техніці безпеки студент ставить свій підпис в журналі. Розпочинати виконання лабораторних робіт без інструктажу по техніці безпеки категорично забороняється.

Лабораторні роботи проводяться з використанням агрегатів та механізмів автомобіля та з застосуванням електричних приборів та апаратури.

Вимоги техніки безпеки полягають в наступному:

- безпечною рухається напруга в 36В для сухих приміщень і 12В для вологих приміщень (в лабораторії на стендах з електроприводом, а також у вимірювальній апаратурі напруга складає 12-24В і 220-380В);
- при проходженні через тіло людини струму в 10 мА порушується керування м'язами, струм у 20 мА приводить до негайного паралічу рук та утрудняє дихання, струм у 50 мА приводить до негайного паралічу дихання та втраті свідомості, струм в 0,1 ампера є смертельним;
- приступаючи до виконання лабораторних робіт на електрифікованому обладнанні треба перевірити його справність ізоляції та надійність заземлення;
- дотикатися до оголених струмоведучих проводів та незахищених частин електрообладнання забороняється;
- у випадку знаходження порушення ізоляції проводів, відкритих струмоведучих частин електрообладнання та порушення заземлення треба негайно повідомити про це викладача;
- проводити ремонт електрообладнання забороняється;
- вмикати апаратуру, стенди можна тільки після дозволу викладача;
- при перерві подачі електроенергії необхідно вимкнути стенд, апаратуру;
- при наявності обертових частин стенда бути уважним і додержуватись обережності;
- в агрегатній лабораторії не можна знаходитися під вантажем, піднятим тельфером;

- при закінченні дослідів схема повинна бути знеструмлена.

У випадку ураження електричним струмом треба негайно визволити потерпілого від лінії електричного струму шляхом вимкнення джерела живлення, подати йому першу медичну допомогу та викликати швидку допомогу.

При знаходженні на території ПАТ «ЗАЗ» студенти повинні суворо виконувати правила внутрішнього розпорядку підприємства.

ПОРЯДОК ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ

Студент при підготовці до виконання лабораторної роботи повинен самостійно пропрацювати необхідний теоретичний матеріал і знати основні положення теорії, методику проведення роботи, а також записати необхідні відомості по роботі.

На початку кожної лабораторної роботи проводиться контрольне опитування студентів групи, в результаті якого викладач робить висновок про допуск студента до проведення лабораторної роботи. Після підготовки робочого місця проводиться виконання лабораторної роботи і обробка даних. За підсумками роботи студент повинен отримати практичні навички роботи з вимірювальною апаратурою, обладнанням і по складанню програми і методики випробувань уміти оформити протокол, провести аналіз і зробити висновки.

Для проведення розрахунків використовується калькулятор, а також для складання таблиць і графіків письмові та канцелярські приладдя.

ВКАЗІВКИ ЩОДО ОФОРМЛЕННЯ ЗВІТУ ДО ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ

Звіт по лабораторній роботі повинен мати:

- титульний лист (приклад оформлення див. додаток А);
- назва лабораторної роботи;
- ціль роботи (вказувати конкретну ціль, яка повинна бути досягнута в результаті виконання лабораторної роботи);
- початкові теоретичні положення (стисло приводяться головні теоретичні положення, залежності, розрахункові формули, які використовуються для виконання лабораторної роботи);
- обладнання, прилади, інструмент (додається перелік обладнання, приладів, інструмента, приводиться схема стенда);
- результати досліджень та їх обробка (дається короткий опис методики експериментів, результати експериментальних досліджень та теоретичних розрахунків з пред'явленням необхідних таблиць, графічних залежностей, виконується розрахунок погрешностей);
- в кінцевій частині проводиться аналіз і узагальнення отриманих результатів та висновки.

Звіт пишеться кожним студентом акуратно, грамотно, чітким почерком. У звіті допускаються тільки загальноприйняті скорочення та позначення. Графіки виконуються відповідно вимог конструкторської документації.

Звіт по виконаній лабораторній роботі студент повинен захищати в години, відведені для виконання лабораторної роботи.

При наявності всіх виконаних по плану і захищених лабораторних робіт в кінці семестру виставляється залік.

1 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ ТРАНСМІСІЇ ДВОВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ

1.1 Ціль роботи:

- знаходження моментів інерції і жорсткості деталей трансмісії автомобіля розрахунковим та експериментальним методами;
- складання еквівалентної динамічної системи трансмісії автомобіля і методика її спрощення;
- визначення власних частот коливань приведених моментів, навантажуючих трансмісію і шини.

Місця проведення роботи – випробувальний центр ПАТ «ЗАЗ», кафедра «Автомобілі» ЗНТУ.

1.2 Загальні теоретичні знання

Трансмісія автомобіля складна багатоланкова коливальна система із значним числом зосереджених і розподілених обертових мас (в особливості для багатоприводних автомобілів), з'єднаних через редуктори валами та іншими елементами з різною кутовою жорсткістю. Зовнішній і внутрішній збурений вплив, прикладений до такої системи, викликає взаємне переміщення пружних елементів, коливання навантажуючих деталі трансмісії моментів.

Для розрахунку динамічних процесів трансмісія автомобіля спрощується і може розглядатися як коливальна багатоланкова система з дискретною кількістю зосереджених мас, з'єднаних безінерційними пружними зв'язками.

Кількість зосереджених мас приймають такою, щоб розрахункова система відображала з необхідного точністю реальні фізичні процеси, які відбуваються в трансмісії.

Урахування демпфірування (розсіювання енергії в механізмах автомобіля, яке спричиняється гістерезисними втратами в різних демпферних пристроях, опір рідини в картерах, матеріалі деталей, опорах валів, зубчатих зачепленнях) при складенні динамічної системи механізмів автомобіля залежить від задачі дослідження. Демпфірування необхідно враховувати при дослідженні областей резонансу, автоколивальних режимів і оцінці навантаженості механізмів при русі автомобіля по дорозі випадкового мікропрофіля.

При врахуванні демпфірування непружний опір в механізмах замінюють опором зосереджених муфт.

При визначенні максимальних динамічних навантажень в трансмісії на перехідних режимах роботи автомобіля (запуск двигуна, збільшення та скинення навантаження, включення та виключення зчеплення, розгін, гальмування, перемикання і т.п.), тобто при переході від одного сталого режиму роботи на інший, демпфірування можна не враховувати, так як максимум навантажень настає за час не більше одного - двох основних періодів коливань і демпфірування не може значно впливати на результати розрахунку.

При визначенні власних частот коливань крутних моментів в трансмісії автомобіля можна також виключити із розглядання демпфірування на тій основі, що сили непружного опору в трансмісії невеликі, а процеси коливань в системі без демпфірування по окремим показникам близькі до процесів в системі з демпфіруванням.

Демпфірування робить істотний вплив на вільні коливання системи в резонансних областях (збіг частоти збудованої сили з однією із власних частот динамічної системи), тому в цих частотних діапазонах його потрібно враховувати.

Таким чином коливання системи без врахування демпфірування знаходяться значеннями моментів інерції мас і жорсткостями ланок між ними, тобто параметрами системи.

Моменти інерції деталей відносно їх осей обертання можуть бути знайдені аналітичним, графоаналітичним і експериментальним методами.

Аналітичний метод застосовують для деталей, які мають форму таку, що її можна розчленувати на прості геометричні тіла. Так при розрахунку моменту інерції суцільного вала його умовно розбивають на ділянки постійного діаметра, знаходять моменти інерції окремих ділянок по формулі (1.1) і потім їх підсумовують

$$J_i = \frac{\pi}{32} \cdot \rho \cdot l_i \cdot d_i^4, \quad (1.1)$$

де: ρ - об'ємна густина матеріалу деталі, кг/м^3 ;

l_i і d_i - довжина і діаметр i -ї ділянки вала, м.

Експериментальний метод знаходження моментів інерції заснований на законі коливань фізичного маятника [1, 3]. В залежності від форми деталі застосовують спосіб прокачування на призмі, підвішування на одній, двох, чотирьох нитках (рис. 1.1).

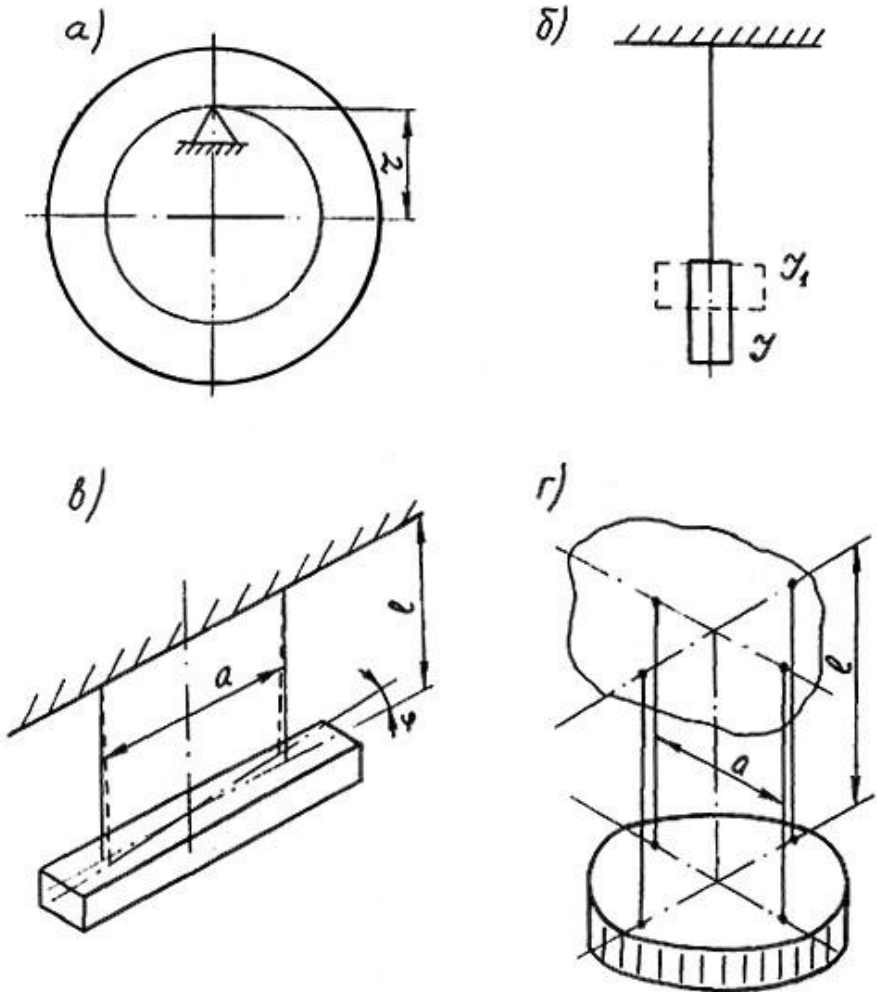


Рисунок 1.1 - Експериментальне знаходження моментів інерції

В усіх випадках по секундоміру заміряють тривалість 50-100 малих коливань (кут відхилення або закрутки повинен бути не більше 5-6°) і, повторюючи дослід не менше трьох раз, знаходять середній період коливань T .

При прокачуванні на призмі (рис. 1.1, а) момент інерції деталі масою m відносно центру ваги знаходять по формулі

$$J = \frac{T^2 \cdot m \cdot g \cdot r}{4\pi^2} - mr^2. \quad (1.2)$$

При використанні методу крутильного маятника (рис. 1.1, б) деталь уздовж вісі обертання підвішують на тонкому пружному дроті і знаходять середній період крутильних коливань T . Потім аналогічно знаходять період коливань T_1 другої деталі, момент інерції J_1 якої відомо. Шуканий момент інерції дорівнює

$$J = J_1 \left(\frac{T}{T_1} \right)^2. \quad (1.3)$$

При прокачуванні деталі на двох нитках (біфілярний підвіс) її підвішують симетрично відносно осі обертання, яка проходить через центр ваги (рис. 1.1, в). Момент інерції в цьому випадку знаходять по рівнянню

$$J = \frac{T^2 a^2 m g}{16\pi^2 l}, \quad (1.4)$$

де: a і l - відповідно відстань між нитками та їх довжина.

Формула (1.4) застосовується також для знаходження моменту інерції деталі при прокачуванні на чотирьох нитках (мультифілярний підвіс) (рис. 1.1, г).

Жорсткість деталей механізмів знаходять розрахунковим методом або експериментально [3, 4].

Деталі в механізмах можуть з'єднуватися між собою послідовно або паралельно. При паралельному з'єднанні деталей складаються їх жорсткості C , а при послідовному - їх податливості e , тобто величини, обернені жорсткостям

$$e = \frac{1}{C}. \quad (1.5)$$

Так як трансмісія автомобіля являє собою, в основному, послідовне з'єднання деталей, то для зручності розрахунків доцільно користуватися величиною податливості.

Крім податливості валів на закручення, треба враховувати крутильну податливість шліцевих та шпоночних з'єднань, зубчатих передач, шарнірних (карданних) муфт та інших з'єднань. Крутильну податливість шліцевих та шпоночних з'єднань знаходять по виразу [2, 3]

$$e_{ш} = \frac{K_{ш}}{d^2 l h z}, H^{-1} \cdot M^{-1}, \quad (1.6)$$

де: $K_{ш}$ - коефіцієнт, який дорівнює:

$K_{ш} = 6,5 \cdot 10^{-4} M^3 / H$ - для з'єднання з призматичною шпонкою;

$K_{ш} = 13,8 \cdot 10^{-4} M^3 / H$ - для з'єднання з сегментною шпонкою;

$K_{ш} = 4,2 \cdot 10^{-4} M^3 / H$ - для шліцевого з'єднання;

d - діаметр з'єднання (для шліцевого з'єднання $d = d_{сер.}$), м;

l - довжина з'єднання, м;

h - активна висота шпонки (шліца), м;

z - кількість шпонок (шліців).

Крутильна податливість шарнірних (карданних) муфт залежить, в основному, від контактної деформації поверхонь шарнірів і розраховується по формулі [2, 3]

$$e_{км} = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{d^3}, H^{-1} \cdot M^{-1}, \quad (1.7)$$

де: d - діаметр з'єднувальних валів, м.

Податливість i -ї зубчатої передачі, яка приведена до одного із валів, знаходиться по формулі [2, 3]

$$e_{zi} = \frac{K_z}{abR^2 \cos \alpha}, H^{-1} \cdot M^{-1}, \quad (1.8)$$

де: K_z - коефіцієнт для зубчатої передачі, який дорівнює:

$K_z = 6,2 \cdot 10^{-5} M^2 / n$ - для сталених прямозубих коліс;

$K_z = 3,7 \cdot 10^{-5} M^2 / n$ - для сталених косозубих коліс;

a - число пар зубів шестерень, які беруть участь в зачепленні;

b - робоча ширина зуба колеса, м;

R - радіус початкового кола зубчатого колеса, розташованого на валу, до якого приводиться податливість передачі (для конічних передач R - середнє значення радіуса початкового кола), м;

α - кут зачеплення.

Податливість диференціала знаходиться з виразу [3]

$$e_{diff} = \frac{4 \cdot 10^{-3}}{d^{1,2} \cdot R^2 \cdot n} + 2e_{ни}, H^{-1} \cdot M^{-1}, \quad (1.9)$$

де: d - діаметр вісі сателіта, м;

n - кількість сателітів;

$e_{ни}$ - податливість зубів півосьової шестерні;

R - середнє значення радіуса початкового кола сателіта, м.

Експериментальне знаходження податливості застосовується при з'єднанні складної форми, пружних муфт або механізму в цілому. При цьому деталь навантажують крутним моментом M і фіксують її кутову деформацію φ .

Після знаходження моментів інерції і податливості деталей складається розрахункова еквівалентна схема механізму (рис. 1.2). Одержана динамічна система незручна для розрахунку, так як вали обертаються з різними кутовими швидкостями. Тому її краще замінити приведеною динамічною системою, всі параметри якої

приведені до одної ланки. Звичайно такою ланкою вибирають колінчатий вал двигуна, або місце розчленування системи [4, рис. 1.3].

При приведенні динамічної системи повинна бути додержана рівність кінетичних енергій дійсної та приведеної мас, потенціальних енергій деформації дійсної та приведеної пружних ланок системи та енергії розсіювання (демпфірування) наведеному і дійсному елементі динамічної системи.

Приведені значення моментів інерції J , податливостей e і коефіцієнтів демпфірування K систем можуть бути знайдені з виразів

$$J = \frac{J_{\ddot{a}}}{U^2}, \quad e = e_{\ddot{a}} \cdot U^2, \quad \hat{E} = \frac{\hat{E}_{\ddot{a}}}{U^2}, \quad (1.10)$$

де: U - передаточне число від валу приведення до осі приведенного елемента;

J_0, e_0, K_0 - дійсні значення відповідних величин деталі.

Приведена динамічна система трансмісії автомобіля має звичайно велике число мас та пружних ланок, особливо для багатоприводних автомобілів [4, рис. 1.2, 1.3]. Знаходження динамічних характеристик такої системи є трудомістким процесом навіть при використанні системи потрібно спрощувати. Ступінь спрощення динамічної системи різна для кожного конкретного випадку і залежить від задачі дослідження і параметрів системи.

Так як основні форми коливань і величини динамічних навантажень трансмісії автомобіля визначаються масами, які мають значні моменти інерції, то без великої погрішності при інженерних розрахунках у приведеній системі можна знехтувати малими величинами моментів інерції обертових мас коробки передач, роздавальної коробки, карданної передачі, диференціалу, півосей.

Подальше спрощення приведеної динамічної системи засновано на заміні парціальних одномасових систем (рис. 1.2, а), двомасовими (рис. 1.2, б) або навпаки [2]. Дія інших частин системи замінюється відповідно моментами M кутами повороту мас φ .

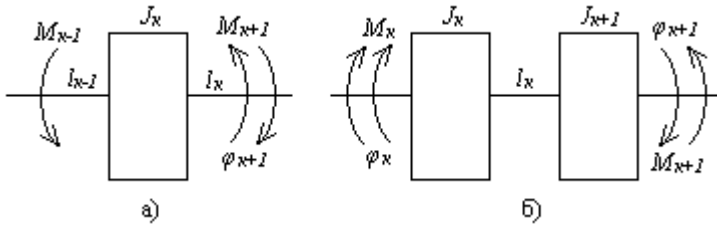


Рисунок 1.2 - Парціальні системи крутильно-коливальної динамічної системи

Систему, яку замінюють, вибирають так, щоб її парціальна частота дорівнювала парціальній частоті системи, яку замінюють. Рівність парціальних частот забезпечується у тому випадку, якщо при заміні одномасової системи двомасовою параметри останньої дорівнюють

$$J'_k = J_k \frac{e_k}{e_{k-1} + e_k}, \quad J'_{k+1} = J_k \frac{e_{k-1}}{e_{k-1} + e_k}, \quad e'_k = e_{k-1} + e_k, \quad (1.11)$$

а при заміні двомасової системи одномасовою

$$J''_k = J_k + J_{k+1}, \quad e''_{k-1} = \frac{J_{k+1}}{J_k + J_{k+1}} \cdot e_k, \quad e''_k = \frac{J_k}{J_k + J_{k+1}} \cdot e_k. \quad (1.12)$$

Послідовність спрощення динамічних систем заміною парціальних одномасових систем двомасовими показана на (рис. 1.3), де парціальні системи, які спрощуються, відмічені зірочкою.

Для трьохмасової дволанкової коливальної системи, еквівалентної трансмісії автомобіля 4x2, власні частоти коливань приведених моментів, які навантажують трансмісію і шини, можна знайти по рівнянням

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \left[\omega_m^2 + \omega_u^2 - \sqrt{(\omega_m^2 - \omega_u^2)^2 + 4\omega_{kt}^2 \omega_{ku}^2} \right]},$$

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \left[\omega_m^2 + \omega_u^2 + \sqrt{(\omega_m^2 - \omega_u^2)^2 + 4\omega_{kt}^2 \omega_{ku}^2} \right]}, \quad (1.13)$$

$$\text{де: } \omega_m = \sqrt{\frac{C_{m_{np}}}{J_{\partial\partial}} + \frac{C_{m_{np}}}{J_{\kappa_{np}}}}$$

- парціальна частота коливань моменту, який навантажує приведений вал трансмісії;

$$\omega_{ш} = \sqrt{\frac{C_{ш_{np}}}{J_{\kappa_{np}}} + \frac{C_{ш_{np}}}{J_{a_{np}}}}$$

- парціальна частота коливань моменту, який навантажує приведений вал, еквівалентний шинам, які скручуються в тангенціальному напрямку;

$$\omega_{\kappa m} = \sqrt{\frac{C_{m_{np}}}{J_{\kappa_{np}}}}$$

- умовна частота власних коливань приведеної маси коліс на приведеному валу трансмісії;

$$\omega_{\kappa ш} = \sqrt{\frac{C_{ш_{np}}}{J_{\kappa_{np}}}}$$

- умовна частота власних коливань приведеної маси коліс на приведеному валу, еквівалентний шинам ведучих коліс при тангенціальному скручуванні;

$$C_{m_{np}}$$

- приведена жорсткість трансмісії від ведучих коліс до маховика двигуна;

$$C_{ш_{np}}$$

- приведена до маховика двигуна тангенціальна жорсткість шин ведучих коліс;

$$J_{\partial\partial}$$

- момент інерції обертових мас двигуна;

$$J_{\kappa_{np}}$$

- приведений сумарний момент інерції ведучих коліс;

$$J_{a_{np}}$$

- приведений момент інерції крутильної маси, еквівалентної поступально рухаючому автомобілю.

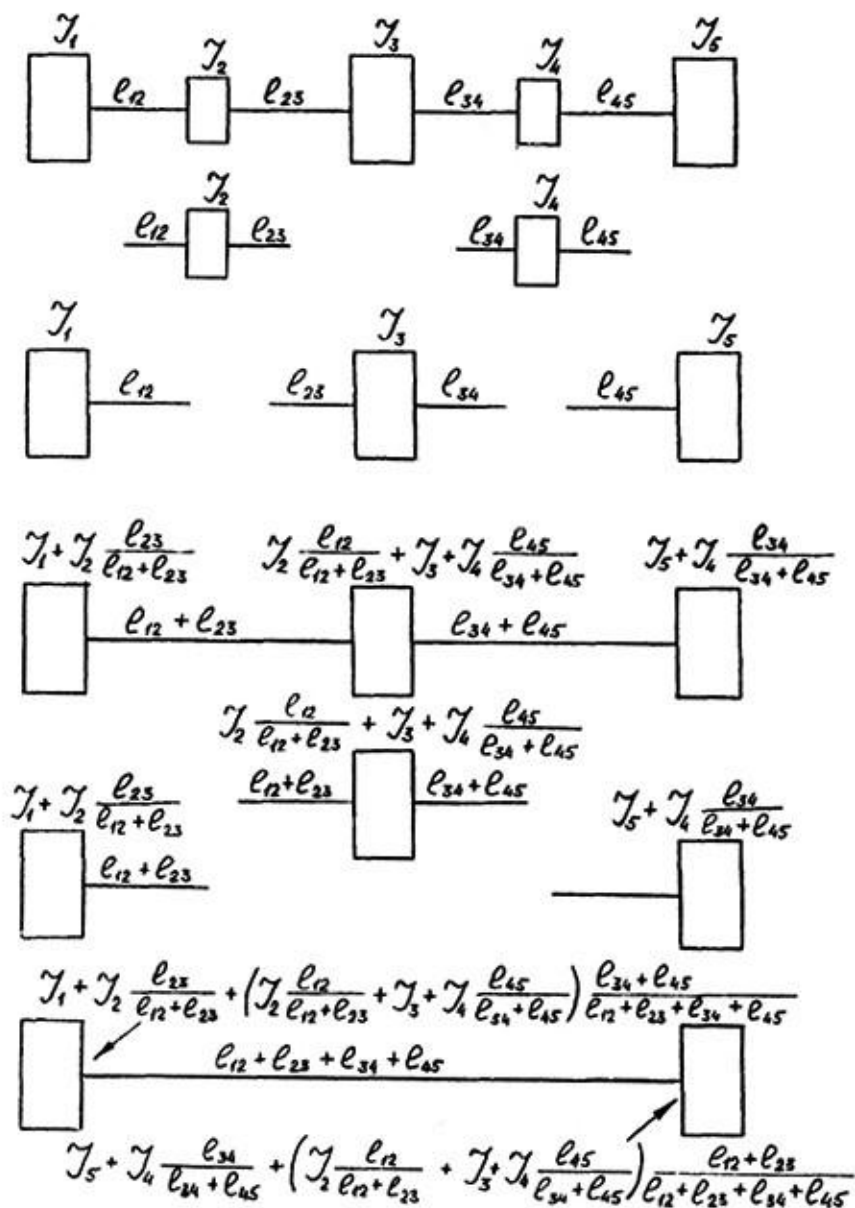


Рисунок 1.3 - Спрощення динамічної системи

1.3 Підготовка до роботи:

- ознайомитися з загальними теоретичними запитаннями по знаходженню моментів інерції, жорсткостей деталей, власних частот коливань приведених моментів, які навантажують вали трансмісії, складанню еквівалентної динамічної системи;
- накреслити кінематичну схему трансмісії;
- скласти таблиці для занесення результатів знаходження моментів інерції та податливостей деталей трансмісії;
- ознайомитися з лабораторними установками по знаходженню моментів інерції та жорсткостей деталей трансмісії.

1.4 Обладнання та прилади:

- лабораторні установки для знаходження тангенціальної жорсткості шини, крутильної жорсткості приводу до ведучого колеса, моменту інерції зібраного колеса з диском гальма;
- шина автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія»;
- привод до ведучих коліс автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія»;
- секундомір;
- обчислювальна машина.

1.5 Порядок виконання роботи:

- по компоновальному кресленню автомобіля скласти кінематичну схему трансмісії;
- знайти момент інерції деталей відносно їх осей обертання;
- знайти жорсткість деталей;
- у відповідності з кінематичною схемою скласти динамічну систему трансмісії;
- замінити отриману динамічну систему приведеної до маховика двигуна (1.10);
- спростити динамічну систему (1.11, 1.12);
- знайти власні частоти коливань приведених моментів, які навантажують вали трансмісії (1.13).

1.6 Методика знаходження податливості коробки передач привода ведучих коліс та шини автомобіля ЗАЗ-1102

Місце проведення роботи: випробувальний центр ПАТ «ЗАЗ», кафедра «Автомобілі» ЗНТУ.

1.6.1 Об'єкт випробовувань

Коробка передач - механічна, двовальна, трьохдорова, з 5 передачами вперед і однією назад, всі шестерні, крім шестерень заднього ходу, косозубі з синхронізаторами. Передаточні числа: I - 3,454; II - 2,056; III - 1,333; IV - 0,969; V - 0,828; 3.X.-3,358. Головна передача - циліндрична, косозуба. Передаточне число - 3,588.

Привод ведучих коліс з шарнірами однакових кутових швидкостей. Зовнішній шарнір - шестикульковий, фіксований, внутрішній - ковзаний, трьохроликовий. Шарнірні вали відрізняються загальною довжиною: лівий коротший, ніж правий. Кількість випробовуваних валів - по 3 шт. довгих та коротких.

1.6.2 Метод та умови випробовування

Податливість елементів трансмісії «е» знаходиться по характеристикам пружності цих елементів з виразу

$$e = \frac{\Delta\alpha}{\Delta M} \frac{grad.}{H \cdot m}, \quad (1.14)$$

де: $\Delta\alpha$ - прирощення кута закрутки елемента трансмісії не лінійній ділянці характеристики пружності, град.;

ΔM - прирощення крутного моменту на ділянці, Н·м.

1.6.3 Знаходження характеристики пружності коробки передач

Характеристика пружності коробки передач знаходиться як залежність кута повороту первинного валу коробки передач від величини крутного моменту, який прикладений до цього вела при заблокованих на картер коробки передач корпусів внутрішніх шарнірів привода коліс. Схема встановлення та навантаження коробки передач показана на рис. 1.4.

Крутний момент на первинному валу створюється силою на важелі 0,5 М. Важіль являє собою жорстку трубу квадратного розрізу 40х40х5 мм з привареною шліцьовою маточиною веденого диска зчеплення і урівноваженого противагою. Навантаженість контролюється по динамометру розтягання ДПУ-0,02 з точністю ± 2 Н, а кут повороту первинного вала по оптичному квадранту КО-ІМ, встановленому на важелі, з точністю ± 30 с. Навантаження може бути створене також динамометричним ключем.

Випробування проводяться на всіх шести передачах коробки передач в інтервалі крутних моментів на первинному валу до 100 Н·м (максимальний крутний момент двигуна МеМЗ-245-8 0,4 Н·м).

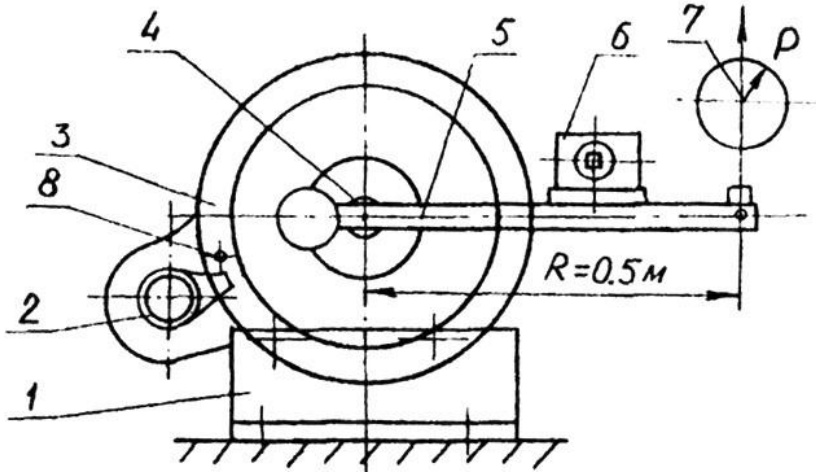
Результати випробувань заносяться у таблицю 1.1.

По табличним даним графічно відображається залежність $\alpha = f(M_{кр})$ виконується розрахунок податливості коробки передач.

Приклад обробки експериментального матеріалу показаний на рис. 1.5.

Таблиця 1.1 - Характеристики пружності коробки передач автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія»

Крутний момент на первинному валу КП, Н·м	Кут повороту первинного вала, град.						З. х.
	I передача	II передача	III передача	IV передача	V передача		
0							
20							
40							
60							
80							
100							
$e = \frac{\Delta\alpha}{\Delta M} \quad \frac{град}{Н \cdot м}$							



1 - монтажна плита, 2 - корпус шарніра однакових кутових швидкостей з упором, 3 - коробка передач, 4 - первинний вал КП, 5 - навантажувальний важіль з противагою, 6 - оптичний квадрант КО-ІМ, 7 - динамометр розтягу ДПУ - 0,02 (динамометричний ключ), 8 - опорний штифт на картері КП
Рисунок 1.4 - Схема встановлення та навантажування коробки передач при знаходженні її жорсткості (податливості) при скручуванні

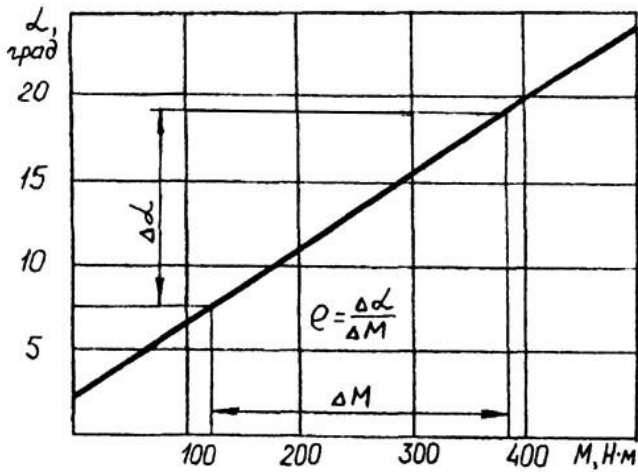


Рисунок 1.5 - Приклад обробки графічної залежності при знаходженні податливості "I"

1.6.4 Знаходження характеристики пружності шарнірних валів приводеведучих коліс автомобіля

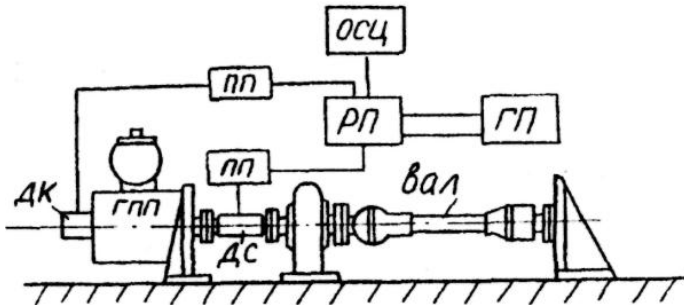
Характеристики пружності шарнірних валів знаходяться при співосному положенні осей ($\gamma = 0$) як залежності взаємного відносного кута повороту корпусів зовнішнього та внутрішнього шарнірів однакових кутових швидкостей від величини крутного моменту.

Робота виконується на стенді з поворотним електрогідравлічним пульсатором. Схема стенда показана на рис. 1.6. Величина крутного моменту і кут закрутки шарнірного вала контролюється штатними вимірювальними системами стенда. Перед вимірюванням проводиться калі бровка двокоординатного графопобудовувача по крутному моменту та куту закрутки. Заміри проводяться в діапазоні крутного моменту $-500...+500$ Н·м. Допустимі значення крутного моменту вибрано із рівняння

$$M_{\max} = \frac{M_{e_{\max}} \cdot U_x \cdot U_o}{2} = \frac{80,4 \cdot 3,454 \cdot 3,588}{2} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Швидкість навантаження шарнірного вала 100...200 Н·м/с.

Розрахунок податливості шарнірних валів аналогічний розрахунку податливості коробки передач (рис. 1.5).

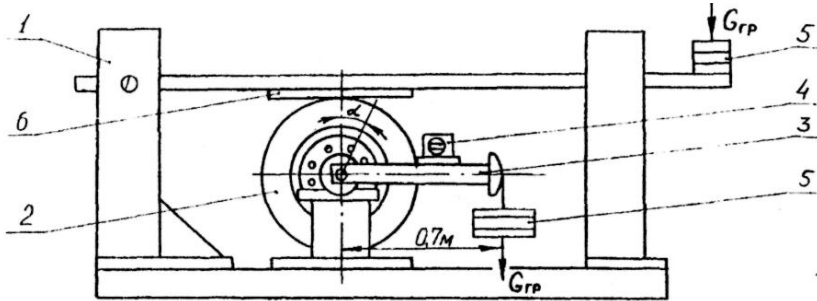


ГПП - гідропульсатор поворотний, ДК - датчик кута, ДС - датчик сили,
 ПП - попередній підсилювач, РП - регулювальний підсилювач,
 ОСЦ - осцилограф, ГП - графопобудовувач двокоординатний

Рисунок 1.6 - Принципова схема установки для знаходження характеристик пружності шарнірних валів

1.6.5 Знаходження характеристики тангенціальної пружності шили

Характеристика тангенціальної пружності шили знаходиться аналогічно характеристиці пружності коробки передач. Схема установки та навантаження шили показана на рис. 1.7.



- 1 - стенд, 2 - шила, 3 - навантажувальний важіль,
4 - оптичний квадрант, 5 - вантаж, 6 - опорна поверхня

Рисунок 1.7 - Схема установки та навантаження шили при знаходженні її тангенціальної податливості (жорсткості) при скручуванні

Випробовування проводяться в інтервалі крутних моментів на шині до 700 Н·м (максимальний крутний момент на шині по зчепленню з опорною поверхнею 6 на рис. 1.7).

Результати випробовувань заносяться у таблицю 1.2.

Таблиця 1.2 - Характеристики тангенціальної податливості (жорсткості) шили ЗАЗ-1102

Крутний момент на шині, Н·м		0	140	280	420	560	700
Кут повороту шили, град.	навантажування						
	розвантажування						
Тангенціальна податливість шили $e = \frac{\Delta\alpha}{\Delta M} \frac{\text{град}}{\text{Н} \cdot \text{м}}$							

Приклад обробки експериментального матеріалу показаний на рис. 1.8.

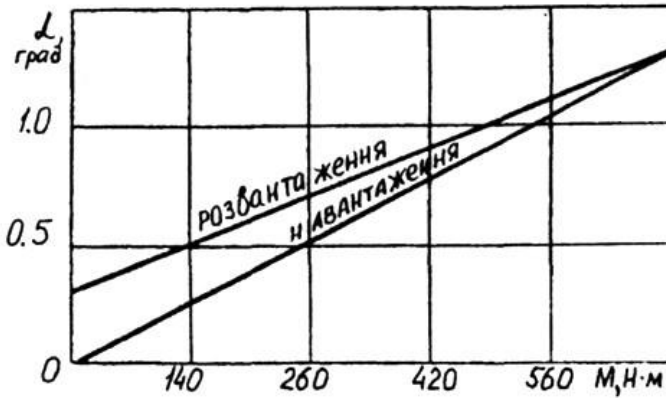


Рисунок 1.8 - Приклад обробки експериментальних даних при знаходженні тангенціальної податливості шини

1.7 Зміст звіту

У звіті приводяться результати всіх дій по виконанню лабораторної у наступному порядку:

- ціль роботи;
- стиснуто загальні теоретичні положення, необхідні для виконання лабораторної роботи і відповідей на запитання викладача;
- кінематична схема трансмісії;
- результати знаходження моментів інерції і податливостей деталей заносяться відповідно у табл. 1.3, 1.4;
- динамічна система трансмісії;
- порядок приведення динамічної системи трансмісії до маховика двигуна;
- порядок спрощення динамічної системи;
- результати розрахунку на ЕОМ параметрів спрощеної динамічної системи і власної частоти коливань приведених моментів, які навантажують трансмісію (λ_1 та λ_2 в залежності від $C_{m_{np}}$, $C_{u_{np}}$, $J_{\ddot{a}a}$, $J_{\kappa_{np}}$, $J_{a_{np}}$). Приклад: λ_1 та $\lambda_2 = f(C_{m_{np}})$;
- висновки по роботі.

Таблиця 1.3 - Результати знаходження моментів інерції деталей та вузлів автомобіля ЗАЗ-1102

Назва деталей	Момент інерції, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$
Колінчастий вал з маховиком і зчепленням в зборі	
Диференціал в зборі з відомою шестернею головної передачі	
Привід (піввісі) на ведучі колеса: - правий - лівий	
Ведуче колесо в зборі з диском гальма	
Поступово рухаючи маса автомобіля, приведена до обертової маси	

Таблиця 1.4 - Результати знаходження податливостей деталей та агрегатів автомобіля ЗАЗ-1102

Назва деталей	Податливість на скручування, $\text{рад./Н} \cdot \text{м}$
Ведений диск зчеплення	
Коробка передач	
Привід (півосі) на ведучі колеса: - правий - лівий	
Шина ведучого колеса	

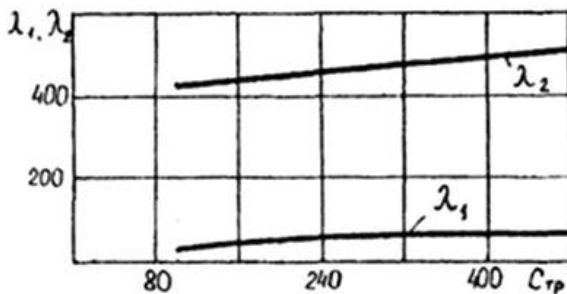


Рисунок 1.9 - Залежність власних частот коливань приведених моментів, навантажуючих трансмісію, від її жорсткості

Контрольні запитання

1. Які параметри трансмісії автомобіля необхідно знати для складання її коливальної математичної моделі?
2. Методи знаходження моментів інерції та податливостей деталей та вузлів.
3. Як скласти динамічну систему механізму?
4. Порядок приведення динамічної системи до одної ланки.
5. Методика спрощення динамічної системи механізму.
6. Як впливають параметри трансмісії на частоти власних коливань моментів?
7. Якими конструктивними рішеннями досягають зменшення динамічних навантажень в трансмісії та поглинання енергії коливань, що виникають в ній?

Література: [1, 2, 3, 4].

2 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2. ЗНАХОДЖЕННЯ РОБОЧОЇ ДІАГРАМИ ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ АМОРТИЗАТОРА

2.1 Ціль роботи:

- вивчити робочі процеси амортизатора автомобіля;
- знайти експериментально-розрахунковими методами параметри характеристики амортизатора.

Місця проведення роботи – випробувальний центр ПАТ «ЗАЗ», кафедра «Автомобілі» ЗНТУ.

2.2 Загальні теоретичні знання

Амортизатор призначений для гасіння коливань коліс та кузова, він підвищує плавність ходу автомобіля, стійкість руху, довговічність пружних елементів і шин. Найбільший вплив на всі вказані вище якості автомобіля має правильний вибір характеристики амортизатора, тобто правильний вибір залежності сили на штоку амортизатора від швидкості відносного переміщення штока і циліндра. Математично ця залежність установлюється рівнянням

$$P_a = K_o \cdot V_a^n, \quad (2.1)$$

де: P_a - сила на штоку амортизатора;

V_a - швидкість відносного переміщення штока і циліндра амортизатора;

K_o - коефіцієнт опору амортизатора;

n - показник ступеню, який для амортизаторів автомобіля дорівнює одиниці.

На рис. 2.1 приведена типова характеристика амортизатора двосторонньої дії з несиметричною характеристикою і розвантажувальними клапанами.

Робоча характеристика амортизатора визначається наступними параметрами:

K_{o_e}, K_{o_c} - коефіцієнти опору відбою і стиску при закритих клапанах амортизатора;

K'_{o_e}, K'_{o_c} - коефіцієнти опору відбою і стиску при відкритих клапанах;

P_{a_e}, P_{a_c} - силами на штоку амортизатора при яких відкриваються клапани амортизатора.

Величини коефіцієнтів K_{o_e} і K_{o_c} знаходяться розрахунком, виходячи із вимог до плавності ходу або стійкості руху автомобіля. Сила на штоку амортизатора знаходиться по формулі

$$P_{a_e} = K_{o_e} \cdot V_{a_e} \quad \text{і} \quad P_{a_c} = K_{o_c} \cdot V_{a_c}. \quad (2.2)$$

Швидкості відносного руху штока, циліндра амортизатора і V_{a_c} , відповідно моменту відкриття клапанів для сучасних амортизаторів автомобілів лежать в межах 0,3-0,52 м/с.

Величини коефіцієнтів K_{o_e} і K_{o_c} звичайно не розраховують.

Але, коли є експериментально знайдена характеристика амортизатора, то вони можуть бути підраховані по формулам

$$K_{a_e} = \frac{P'_{a_e} - P_{a_e}}{V'_{a_e} - V_{a_e}}, \quad K_{a_c} = \frac{P'_{a_c} - P_{a_c}}{V'_{a_c} - V_{a_c}}.$$

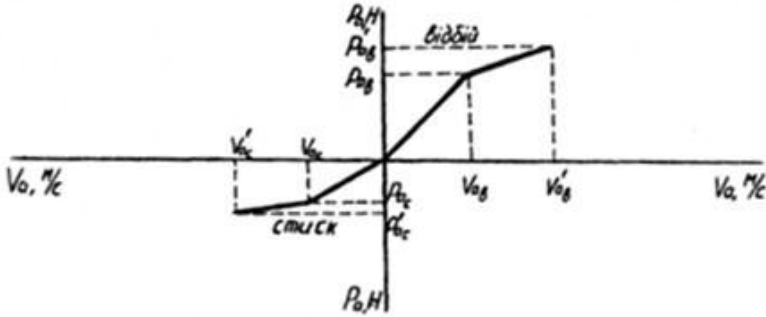


Рисунок 2.1 - Робоча характеристика амортизатора

При виборі характеристики амортизатора, звичайно, задаються величиною парціального коефіцієнта аперіодичності, розглядаючи підвіску як одномасову систему

$$\psi = \frac{K \cdot g}{2\sqrt{2 \cdot C \cdot g \cdot Z_c}}, \quad (2.4)$$

де: K - приведений до колеса коефіцієнт опору амортизатора;

C - жорсткість підвіски;

Z_c - статичне навантаження на підвіску.

Звідки

$$K = 2\psi \sqrt{\frac{2 \cdot C \cdot Z_c}{g}}. \quad (2.5)$$

Коефіцієнт аперіодичності ψ вибирають по прототипу, або приймають рівним $\psi = 0,15 - 0,3$. Менші значення забезпечують добру плавність ходу, більші - добру стійкість руху автомобіля.

Коефіцієнт опору амортизатора

$$K_a = \frac{K}{U^2 \cos^2 \gamma}, \quad (2.6)$$

де: $U = \frac{l}{L}$ - передаточне число встановлення амортизатора в підвісці;

l і L - відстань встановлення амортизатора і колеса від осі гойдання спрямовуючого пристрою підвіски;

γ - кут встановлення амортизатора відносно вертикальної осі.

При симетричній характеристиці амортизатора величина K_a знаходиться повністю виразом (2.6).

При несиметричній характеристиці необхідно, знаючи величину K_a , знайти коефіцієнти опору амортизатора при стиску і відбою. З цією ціллю необхідно вибрати відношення

$$\alpha = \frac{K_{a_\theta}}{K_{a_c}}, \quad (2.7)$$

яке для сучасних амортизаторів знаходиться в межах від 2 до 5. В цьому випадку отримаємо

$$K_{a_c} = \frac{2K_a}{1 + \alpha} \quad \text{і} \quad K_{a_\theta} = \alpha \cdot K_{a_c}. \quad (2.8)$$

Значення коефіцієнтів опору амортизаторів, приведених до колеса:

- для легкових автомобілів малого класу

$$K_c = 0,6 \div 12 \frac{\kappa H \cdot c}{M}, \quad K_\theta = 2,4 \div 3,6 \frac{\kappa H \cdot c}{M};$$

- середнього і високого класу

$$K_c = 1,0 \div 1,8 \frac{\kappa H \cdot c}{M}, \quad K_\theta = 3,6 \div 6,0 \frac{\kappa H \cdot c}{M}.$$

Робоча характеристика амортизатора знаходиться із робочої діаграми рис. 2.2.

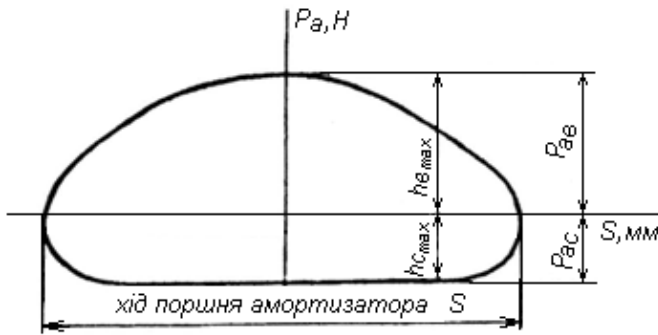


Рисунок 2.2 - Робоча діаграма амортизатора

Ресстрація робочих діаграм виконується на стенді, який має механізм, що забезпечує зворотно-поступове переміщення амортизатора по закону близькому до гармонічного. При знаходженні якості роботи амортизатора випробовування виконується при сталому режимі із частотою коливань і ходом поршня, який забезпечує задану максимальну швидкість поршня:

- перевірка амортизатора з максимальним ходом поршня більше 125 мм виконується при частоті 1,67 Гц (100 кол./хв. і з випробувальним ходом поршня 100мм, який забезпечує максимальну швидкість поршня 52 см/с;

- перевірка амортизаторів з максимальним ходом поршня 125мм і менше виконується при частоті коливань із випробувальним ходом поршня не менше 60% від максимального, який забезпечує максимальну швидкість поршня від 40 до 52 см/с.

Амортизатор установлюється на випробувальному стенді вертикально. Поршень амортизатора при цьому повинен бути в одному із крайніх положень випробувального ходу. При випробовуванні амортизатора не повинно бути жорстких упорів поршня при верхньому і нижньому положеннях випробувального ходу. У монтажних з'єднаннях амортизатора не повинно бути зазорів або натягів, які обумовлюють виникнення ударних або поперечних навантажень амортизатора.

Робочі діаграми записують на приладі стенда, що реєструє, на окремому спеціальному листі паперу, на якому до, або після записування діаграм наносять нульову лінію по випробувальному ходу привода-коливальника. Після реєстрації робочих діаграм листок знімають із стенда і записують на ньому основні дані про випробовування:

- найменування моделі амортизатора, номер і дату випуску;
- випробувальний хід привода-коливальника, S ;
- частоту коливань приводе, n ;
- температуру повітря в приміщенні, T_n ;
- температуру амортизатора по останньому запису діаграм, T_a ;
- тривалість часу прокачування амортизатора, t_{np} ;
- прізвище випробувача;
- дату проведення випробовувань.

Плавне протікання робочої діаграми без провалів та місцевих викривлень свідчать про нормальну роботу амортизатора.

Максимальні відхилення лінії робочої діаграми від нульової лінії характеризують відповідно при заданому коливальному режимі максимальні сили опору амортизатора відбою P_{a_e} і стиску P_{a_c} . Ці сили знаходяться шляхом тарировок силовиміральної та реєструючої апаратури стенда

$$P_{a_e} = \mu_e \cdot h_{e \max}, \quad P_{a_c} = \mu_c \cdot h_{c \max}, \quad (2.9)$$

де: μ_e і μ_c - масштабні коефіцієнти відповідно для відхилення при ходах відбою h_e і стиску h_c , Н/мм.

Максимальні відхилення лінії робочої діаграми від нульової лінії - відповідає максимальній швидкості відносних переміщень поршня в циліндрі амортизатора. Ця швидкість оцінюється не основі відомих параметрів режиму коливань привода стенда по формулі

$$V = \frac{\pi \cdot S \cdot n}{60} \text{ м/с}, \quad (2.10)$$

де: S - випробувальний хід привода-коливальника амортизатора, м;
 n - частота обертань привода стенда, хв.

Параметри P_{a_g} і P_{a_c} дозволяють оцінювати циклову роботу A , яка виконується силами опору амортизатора при відповідному випробувальному ході

$$A_g = 0,25 \cdot \pi \cdot P_{a_g} \cdot S = 0,785 P_{a_g} \cdot S, \quad (2.11)$$

$$A_c = 0,785 P_{a_c} \cdot S, \quad (2.12)$$

$$A = A_g + A_c = 0,785 \cdot (P_{a_g} + P_{a_c}) \cdot S, \quad (2.13)$$

де: A_g і A_c - робота, яка поглинається, відповідно, при ходах відбою і стиску, за один випробувальний цикл, Дж (Н·м).

Параметри P_{a_g} , P_{a_c} і V_a дозволяють оцінювати максимальну N_{max} і середню $N_{сер.}$ потужності, які розвиваються силами опору амортизатора при відповідному колиальному режимі

$$N_{g_{max}} = P_{a_g} \cdot V_a, \quad N_{c_{max}} = P_{a_c} \cdot V_a, \quad (2.14)$$

$$N_{сер.} = \frac{A \cdot n}{60} \approx 0,25 (P_{a_g} + P_{a_c}) V_a, \quad (2.15)$$

де: $N_{g_{max}}$, $N_{c_{max}}$ - максимальні потужності, які розвиваються амортизаторами відповідно при ходах відбою і стиску, Вт (кг·м/с).

Об'єктивними критеріями якості амортизаторів при оцінці їх працездатності служать показники стабільності параметрів P_{a_g} , P_{a_c} , A або параметри P_{a_g} , P_{a_c} і V_a , які дозволяють оцінювати максимальну N_{max} або середню $N_{сер.}$ потужність у порівнянні з типовою робочою діаграмою амортизатора, представленого заводом-виготовлювачем.

Робочі характеристики амортизаторів знаходяться із робочих діаграм. При цьому робочі діаграми реєструються при різних частотах коливань і випробувальних ходах, які забезпечують крайні значення максимальних швидкостей коливань приводе в діапазоні від 10 до 100 см/с і не менше трьох проміжних значень.

Робочі характеристики опрацьовуються графоаналітичним методом.

Після опрацювання безпосередньо на рисунку робочої характеристики вказують основні параметри:

- коефіцієнт опору на початковій ділянці характеристик при ходах відбою K'_{o_e} і стиску K'_{o_c} ;
- сили опору, які відповідають включенню обмежувальних клапанів при ходах відбою P_{o_e} і стиску P_{o_c} ;
- коефіцієнти опору на клапанних ділянках характеристик при ходах відбою K'_{o_e} і стиску K'_{o_c} .

Робочі характеристики повинні видаватися в якості основних звітних документів про випробовування амортизаторів. Отримані значення параметрів порівнюють з параметрами, які регламентуються технічною документацією на виготовлення амортизаторів випробувальної моделі і заносять у звіт з висновком про ступінь їх відповідності.

2.3 Підготовка до роботи:

- ознайомитися з загальними теоретичними запитаннями, які визначають робочі процеси амортизатора;
- ознайомитися з лабораторними установками для випробовування амортизатора:
- скласти таблиці для занесення результатів знаходження характеристик амортизатора.

2.4 Обладнання і прилади:

- лабораторні установки для знаходження робочої діаграми (рис. 2.3) і робочої характеристики (рис. 2.4) амортизаторів;
- секундомір.

2.5 Об'єкт випробувань

Стойка передньої підвіски амортизатора. Діаметр поршня - 30 мм. Хід штока - 160 мм.

$$P_{a_e} = 850 \dots 1000 \text{ Н}, \quad P_{a_c} = 100 \dots 250 \text{ Н}.$$

Амортизатор задньої підвіски. Діаметр поршня - 30 мм. Хід штока - 200 мм.

$$P_{a_e} = 600 \dots 800 \text{ Н}, \quad P_{a_c} = 100 \dots 250 \text{ Н}.$$

Стойка і амортизатор телескопічні, гідравлічні двосторонньої дії, двотрубні.

2.6 Метод і умови випробовувань

2.6.1 Знаходження робочої діаграми амортизатора

Схема випробувального стенда показана на рис. 2.3. Перед випробовуванням знаходять по формулі (2.10) максимальну швидкість відносного переміщення поршня в циліндрі амортизатора V_a і тарувальний коефіцієнт по μ_p

$$V_a = \frac{\pi \cdot S \cdot n}{60} \frac{\text{см}}{\text{с}}, \quad (2.16)$$

де: S - випробувальний хід привода-коливальника амортизатора, см;
 n - частота коливань, хв.^{-1}

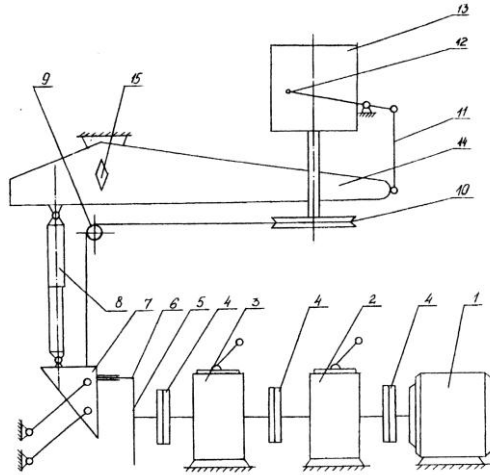
$$n = \frac{60 \cdot 10}{t} \text{ хв}^{-1}, \quad (2.17)$$

де: t - час 10 повних коливань повзуна стенда (вимірюється секундоміром).

Для знаходження тарувального коефіцієнта μ_p необхідно поставити на стенд замість амортизатора динамометр розтягу ДПУ-0,2. Відбити на записуючому пристрої нульову лінію. Потім, повертаючи вручну кривошип привода, створити навантаження по динамометру 1000 Н і відбити лінію навантаження. Виміряти лінійкою відстань між лініями l і знайти

$$\mu_p = \frac{1000}{l} \frac{H}{\ddot{u}}.$$

На стенд почергово встановлюють передній і задній амортизатори і записують робочі діаграми. По діаграмам знаходять сили опору відбою P_{a_e} і стиску P_{a_c} .



1 - електродвигун постійного струму, 2 і 3 - коробки передач, 4 - з'єднувальні муфти, 5 - шайба, 6 - палець, 7 - рухома опора, 8 - випробувальний амортизатор, 9 - трос приводе барабана, 10 - шків, 11 - тяга, 12 - самописець, 13 - барабан, 14 - важіль, 15 - торсіон

Рисунок 2.3 - Схема лабораторної установки для знаходження робочої діаграми амортизатора

По формі діаграми оцінити плавність роботи амортизаторів. Результати випробувань занести в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 - Характеристика робочих діаграм

Амортизатор	Частота коливань, хв. ⁻¹	Швидкість поршня, см/с	P_{a_e}		P_{a_c}	
			мм	Н	мм	Н
Передній						
Задній						

2.6.2 Знаходження робочої характеристики амортизатора

Принципова схема станда для знаходження робочої характеристики амортизаторів показана на рис. 2.4.

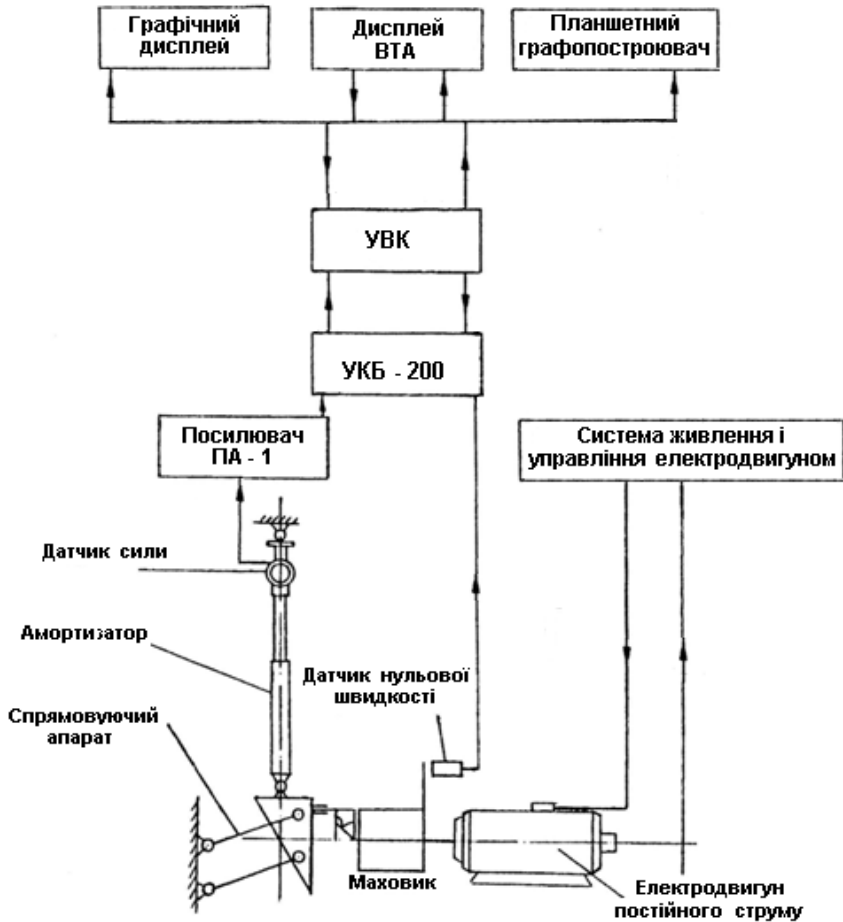


Рисунок 2.4 - Принципіальна схема установки для знаходження характеристики амортизатора

Керування стендом, збір інформації та її обробка, а також побудова характеристик проводяться керуючим обчислювальним комплексом на базі ЕОМ. Характеристика амортизатора знаходиться автоматично в режимі рівноприскореного розгону з нульової швидкості до $V_{max} = 1,5$ м/с при постійній амплітуді коливань ± 20 мм. По робочим характеристикам амортизаторів знаходяться:

- коефіцієнт опору на початковій ділянці характеристики K_{a_e} і K_{a_c} ;
- сили опору, які відповідні включенню обмежувальних клапанів P_{a_e} і P_{a_c} ;
- коефіцієнт опору на клапанних ділянках характеристик K'_{a_e} і K'_{a_c} .

Результати обробки характеристик заносяться в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2 - Контрольні параметри характеристик амортизаторів

Амортизатор	K_{a_e} , $\frac{H \cdot c}{M}$	K_{a_c} , $\frac{H \cdot c}{M}$	K'_{a_e} , $\frac{H \cdot c}{M}$	K'_{a_c} , $\frac{H \cdot c}{M}$	P_{a_e} , Н	P_{a_c} , Н
Передній						
Задній						

2.7 Зміст звіту

У звіті приводяться результати замірів і розрахунків у наступній послідовності:

- отримані робочі діаграми амортизаторів;
- прийняті режими роботи лабораторних установок при знаходженні робочих діаграм та характеристик;
- результати розрахунку циклової роботи і потужності, які розвиваються силами опору амортизатора;
- результати розрахунку;
- висновки по роботі.

Контрольні запитання

1. Вимоги до амортизаторів. Орієнтовані характеристики амортизаторів.
2. Як класифікують амортизатори за співвідношення коефіцієнтів опору? Зобразіть і поясніть несиметричну характеристику амортизатора двосторонньої дії.
3. Методика реєстрації робочої діаграми амортизатора.
4. Як можна отримати робочу характеристику амортизатора?
5. Якими параметрами визначається робоча характеристика амортизатора?
6. На які експлуатаційні якості автомобіля впливає амортизатор?

Література: [5, 6, 7, 8, 9, 10, 11].

3 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3. ВИЗНАЧЕННЯ ЖОРСТКОСТІ НАПРЯМНОГО АПАРАТА ЗАДНІХ КОЛІС АВТОМОБІЛЯ ЗАЗ

3.1 Ціль роботи:

- визначення кутової жорсткості балки задньої підвіски;
- визначення залежності кутів установки коліс від величини і напрямку реакції дорожнього полотна.

Місця проведення роботи – випробувальний центр ПАТ «ЗАЗ», кафедра «Автомобілі» ЗНТУ.

3.2 Об'єкт випробовувань

Підвіска на поздовжніх важелях з напівжорстким зв'язком і з пружинними пружними елементами. Буфер установлений на штоці амортизатора.

Основним елементом направляючого апарата є дугоподібна балка "U" профілю в поперечній частині і трубчаста у поздовжній. Схема балки показана на рис. 3.1. Матеріал балки - сталь 09Г2С, товщина листа - 2,8 мм.

Балка кріпиться до кузова автомобіля на двох гумово-металевих шарнірах.

3.3 Метод і умови випробовувань

Лабораторні випробовування напрямного апарата підвіски проводяться на стенді рамної конструкції (рис. 3.2).

Умори кріплення, взаємне положення напрямного апарата і опор амортизатора, а також місце прикладання і напрям зовнішніх навантажень аналогічні дійсним на автомобілі.

Навантаження колеса здійснюється механічними лебідками, навантаження контролюється динамометрами розтягування ДПУ-0,1 МАВ-І. Переміщення колеса вимірюється металевою лінійкою, а кут розвалу оптичним квадрантом КО-ІМ, встановленим через спеціальну призму на гальмовий барабан. Кут сходження коліс визначається з переміщення двох контрольних точок барабана, розміщених в його горизонтальній діаметральній площині на відстані 130 мм від осі.

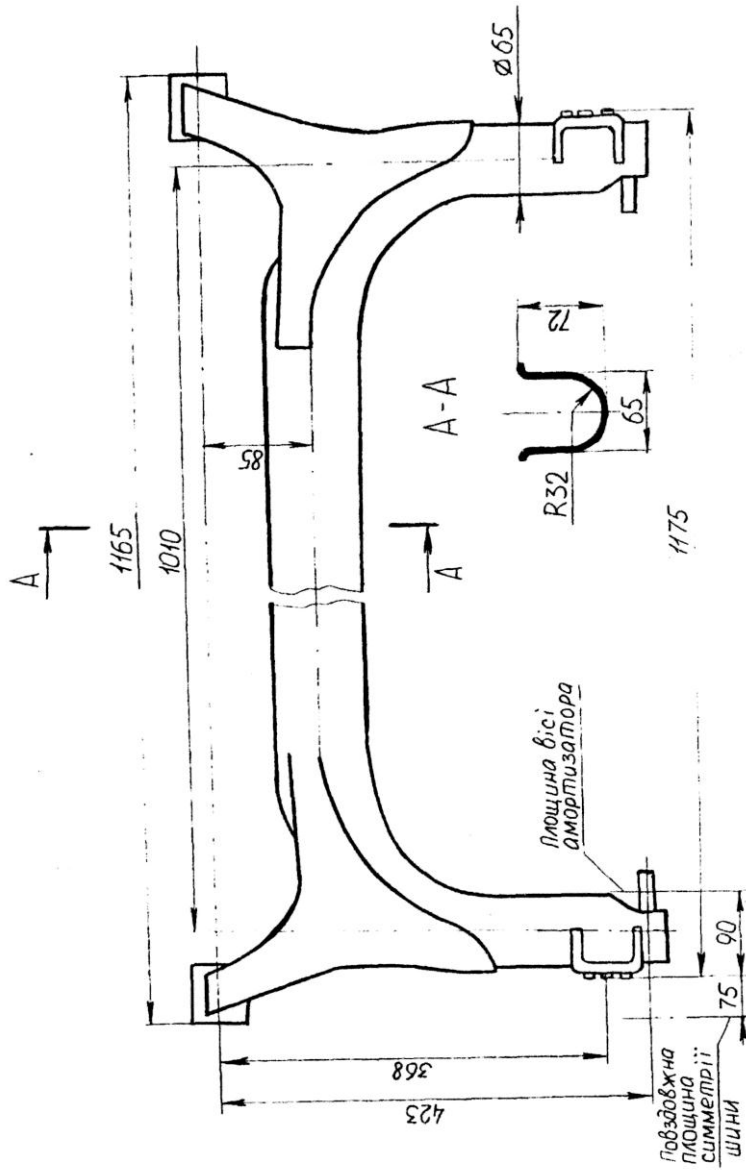


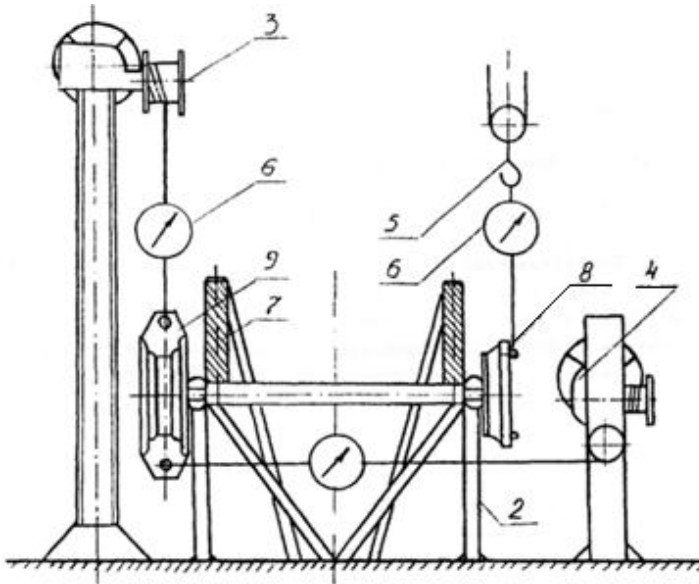
Рисунок 3.1 - Схема балки задньої підвіски автомобіля ЗАЗ-1102

Переміщення вимірюється індикаторами годинникового типу з точністю 0,01 мм. Кут сходження визначається з формули

$$\gamma = \arctd \left(\frac{A - B}{260} \right), \quad (3.1)$$

де: A і B - показання індикаторів, мм;
260 - відстань між індикаторами, мм.

Для виключення впливу кінематичної складової на зміну кутів установки коліс при навантаженні підвіски амортизатори в зборі з пружинами замінюються на жорсткі стержні (шарніри зберігаються).



1 - балка підвіски, 2 - стенд, 3 - лебідка для створення вертикального навантаження, 4 - лебідка для створення поперечного навантаження, 5 - кран-балка, 6 - динамометр, 7 - амортизатор з пружиною, 8 - гальмовий барабан, 9 - обід колеса спеціальний

Рисунок 3.2 - Схема стенда для випробовування прямого апарата задньої підвіски автомобіля ЗАЗ

3.4 Кутова жорсткість балки

Характеристика пружності балки при крученні визначається як залежність переміщення центра колеса від вертикального зусилля при відсутності на підвісці пружин і амортизаторів. На одній із сторін замість амортизатора встановлюється жорсткий стержень. Вимірювання проводяться в діапазоні переміщення колеса 0...150 мм.

Кутова жорсткість балок розраховується по формулі

$$C_{\delta} = \frac{\Delta P}{\Delta h}, \quad \frac{H}{\ddot{h}}, \quad (3.2)$$

де: ΔP - прирощення сили, Н;

Δh - прирощення переміщення центра колеса, мм.

3.5 Жорсткість напрямного апарата при навантаженні колеса вертикальною реакцією

При випробовуванні замість обох амортизаторів встановлюються жорсткі стержні такої ж довжини як і амортизатори в статичному стані повністю навантаженого автомобіля. Навантаження прикладається в центральній площині обода колеса.

Максимальне навантаження $Z_{\max}$ розраховується по формулі

$$Z_{\max} = \hat{E}_{\ddot{a}} \cdot Z_2, \quad \text{Н}, \quad (3.3)$$

де: $K_{\delta} = 2$ - коефіцієнт динамічності;

Z_2 - статичне навантаження на заднє колесо, Н.

Статичне навантаження на заднє колесо розраховується по формулі

$$Z_2 = G_a \cdot \frac{a}{2L}, \quad (3.4)$$

де: G_a - повна вага автомобіля, Н;

a - відстань від центру ваги до передньої осі, м;

L - база автомобіля, м.

Для автомобіля ЗАЗ-1102: $G_a=11000$ Н; $a=1,11$ м; $L=2,36$ м.

Звідки діапазон вимірювання вертикальної реакції при випробовуваннях 0...4500 Н.

3.6 Жорсткість напрямного апарата при навантаженні колеса боковою силою

При цьому випробовуванні на гальмовий барабан встановлюється колесо з привареним до обода жорстким кронштейном. Поперечна горизонтальна сила прикладається на плечі рівному радіусу колеса r_k (для автомобіля ЗАЗ-1102 - $r_k = 0,252$ м).

Максимальна бокова сила Y розраховується із умов бокового ковзання автомобіля при коефіцієнті зчеплення $\varphi_3 = 1$

$$O = \varphi_3 \cdot Z_2,$$

де: Z_2 - вертикальна реакція на зовнішнє колесо задньої осі

$$Z_2 = G_a \cdot \frac{a}{2L} \left(1 + \frac{2h_g \cdot \varphi_3}{B} \right), \text{ Н} \quad (3.5)$$

де: h_g - висота центру ваги автомобіля, м;

B - колія автомобіля, м.

Для автомобіля ЗАЗ-1102 - $h_g=0,53$ м; $B=1,28$ м. Звідси діапазон зміни бокової реакції при випробовуваннях задньої підвіски автомобіля ЗАЗ-1102 0...5000 Н.

3.7 Жорсткість напрямного апарата при навантаженні колеса повздовжньою горизонтальною реакцією (гальмування)

Лінія дії горизонтальної повздовжньої сили розміщена в середній частині площини шини і проходить через вісь колеса (переніс лінії гальмівної сили з радіуса колеса в його центр виконаний по технічним причинам виходячи з допущення, що це не вплине на інтенсивності зміни кутів установки коліс.

Максимальна величина повздовжньої сили X_L розраховується із умов гальмування з максимального ефективністю при коефіцієнті зчеплення $\varphi = 0,8$

$$X_{\Gamma} = \varphi \cdot Z_{2\Gamma}, \text{ Н}, \quad (3.6)$$

де: $Z_{2\Gamma}$ - вертикальна реакція на заднє колесо при гальмуванні, Н.

Величина вертикальної реакції $Z_{2\Gamma}$ може бути розрахована по формулі

$$Z_{2\Gamma} = \frac{G_a \cdot (a - \varphi h_g)}{2L}, \text{ Н}. \quad (3.7)$$

Звідси діапазон зміни сили гальмування 0...1200 Н для автомобіля ЗАЗ-1102.

Експериментальний матеріал подається у вигляді графічних залежностей кутів установки колеса від величини зовнішнього навантаження на нього. По лінійним ділянкам характеристик пружності розраховується жорсткість напрямного апарата, як відношення прирощення навантаження до відповідної зміни кута установки коліс (сходження і розвалу). Результати розрахунків заносяться в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 - Результати експериментального дослідження

Напряг зовнішнього навантаження на колесо	Жорсткість, Н/град.	
	по куту сходження	по куту розвалу
Вертикальне		
Горизонтальне поперечне занесення		
Горизонтальне повздовжнє гальмування		
Кутова жорсткість балки, приведена до ходу колеса		

Висновки по роботі.

Контрольні запитання

1. Специфічні вимоги до напрямного апарата підвіски автомобіля,

2. Якими показниками оцінюють пружні властивості підвіски? Накресліть орієнтовано та проаналізуйте бажану характеристику пружних властивостей підвіски.

3. Особливості переміщення коліс при напівзалежній підвісці.

4. Якими конструктивними заходами забезпечують наближення кутів установки колеса від величини зовнішнього навантаження на нього до бажаних?

5. Накресліть кінематичну схему прямого апарата напівзалежної підвіски, поясніть принцип його роботи.

Література: [9, 10, 11].

4 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4. ЗНАХОДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ФРИКЦІЙНОГО ЗЧЕПЛЕННЯ

4.1 Ціль роботи:

- вивчити робочі процеси фрикційного зчеплення;
- знайти експериментально-розрахунковим методом параметри фрикційного зчеплення.

Місце проведення роботи - кафедра «Автомобілі» ЗНТУ.

4.2 Загальні теоретичні знання

Зчеплення - це механізм трансмісії, призначений для рухання автомобіля. Воно передає крутний момент двигуна та дозволяє короткочасно від'єднувати двигун від трансмісії та знов їх плавно з'єднувати. Зчеплення також запобігає перевантаженню деталей трансмісії, яке може виникнути при деяких режимах руху автомобіля. На автомобілях встановлюють одно - або дводискові зчеплення.

Габаритні розміри зчеплення вибирають з вимог забезпечення зчепленням передачі максимального крутного моменту двигуна. Основним параметром фрикційного зчеплення є зовнішній діаметр веденого диска.

За розрахунковий момент зчеплення приймають

$$M_z = M_{\partial \max} \cdot \beta, \quad (4.1)$$

де: M_z - момент тертя зчеплення;

$M_{\partial \max}$ - максимальний крутний момент двигуна;

β - коефіцієнт запасу зчеплення.

Величина коефіцієнта запасу зчеплення змінюється в залежності від розмірів і коефіцієнта тертя фрикційної накладки, кількості пар тертя і сили тиску пар тертя. Зі збільшенням коефіцієнта запасу зчеплення збільшується момент тертя зчеплення, зменшується робота буксування. З другого боку, збільшення β приводить до зростання динамічних навантажень в трансмісії і збільшенню зусилля, необхідного для керування зчепленням.

Можна рекомендувати наступні значення β ;

$\beta = 1,6 \dots 1,75$ - для легкових автомобілів;

$\beta = 1,6 \dots 2,2$ - для вантажних автомобілів;

$\beta = 1,8 \dots 3,0$ - для автомобілів високої і підвищеної прохідності.

В залежності від розмірів фрикційного диска і сили стискування фрикційних пар момент зчеплення знаходиться

$$M_z = \mu \cdot P \cdot R_c \cdot i, \quad (4.2)$$

де: μ - коефіцієнт тертя;

P - сила стискання фрикційних пар;

R_c - середній радіус прикладання сумарної сили тертя;

i - число пар тертя.

Значення коефіцієнта тертя μ залежить від матеріалу поверхонь тертя, їх стану та обробки, відносної швидкості ковзання дисків, тиску і температури. Розрахунковий коефіцієнт тертя при проектуванні зчеплення рекомендується приймати $\mu = 0,3 - 0,4$.

Для фрикційних зчеплень з периферійно розташованими пружинами

$$P = P_{II} \cdot n_{II}, \quad (4.3)$$

де: P_{II} - робоче зусилля однієї пружини;

n_{II} - кількість пружин.

Кількість пружин повинно бути кратним кількості важелів виключення зчеплення (для зчеплень МеМЗ $n_{II}=6$). По рекомендаціям МеМЗ зусилля однієї пружини, встановленої в зібраному зчепленні повинно знаходитися в межах 370-420 Н, а жорсткість 130-250 Н/мм.

Жорсткість пружини рівняється

$$C_{II} = \frac{P}{n_{II} \cdot \Delta}, \quad (4.4)$$

де: Δ - деформація пружини при увімкненім зчепленні.

Середній радіус знаходиться

$$R_c = \frac{2}{3} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}, \quad (4.5)$$

де: R - зовнішній радіус фрикційного диска;

r - внутрішній радіус фрикційного диска.

Приблизно середній радіус можна знайти з виразу

$$R_c = 0,5(R + r). \quad (4.6)$$

Згідно з ДОСТ 1786-80 зовнішній діаметр фрикційного диска для зчеплення автомобіля лежить в межах 180-420 мм (розмір фрикційного диска зчеплення двигуна МеМЗ-968 - $D_H = 180$ мм, $r = 120$ мм, кількість заклепок - $z = 18$, діаметр заклепки $d_3 = 7$ мм; МеМЗ 245 - $D_H = 180$ мм, $r = 125$ мм, кількість заклепок - $z = 16$, діаметр заклепки $d_3 = 10$ мм.

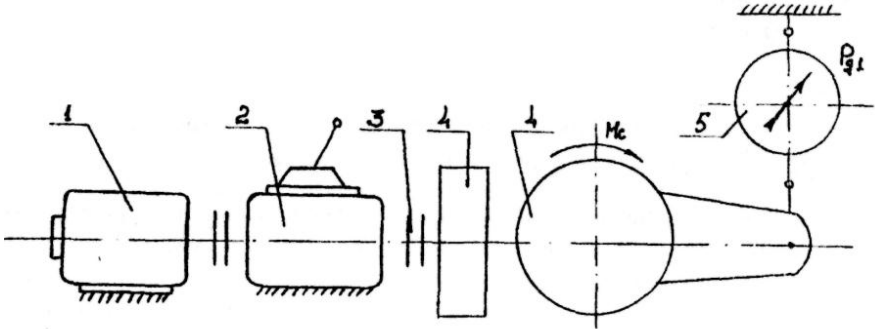
Одним із факторів, від якого залежать габаритні розміри зчеплення і зносостійкість фрикційних дисків, є тиск на їх поверхні.

$$p_o = \frac{P}{\pi(R^2 - r^2)}. \quad (4.7)$$

Для фрикційних накладок, виготовлених із азбесту, $p_o = 0,15-0,35$ МПа. Менші значення мають зчеплення автомобілі великої вантажопідйомності і автомобілі, які працюють в тяжких умовах.

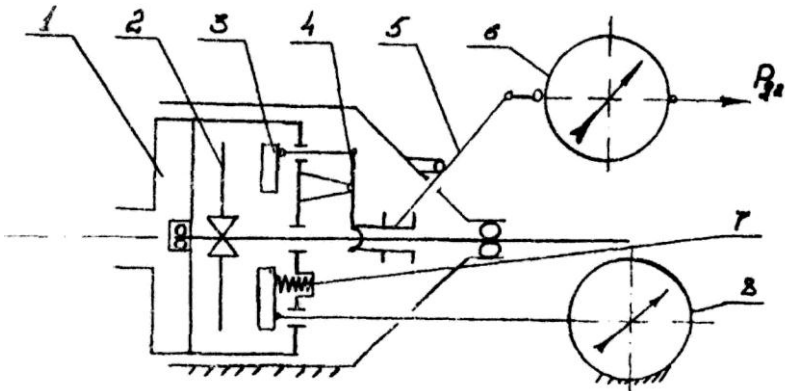
4.3 Обладнання та прилади:

- лабораторна установка по визначенню моменту тертя фрикційного зчеплення і характеристики натискних пружин (див. рис. 4.1 і 4.2);
- стрілочний динамометр до 200 Н;
- індикатор стрілочний.



- 1 - електродвигун, 2 - коробка передач,
3 - зчеплення фрикційне, 4 - гальмо, 5 - динамометр

Рисунок 4.1 - Схема лабораторної установки для знаходження моменту тертя фрикційного зчеплення



- 1 - маховик, 2 - диск ведений, 3 - диск натискний, 4 - важелі віджимні,
5 - важіль, 6 - динамометр, 7 - пружина зчеплення, 8 - індикатор стрілочний

Рисунок 4.2 - Схема лабораторної установки для знаходження пружної характеристики натискних пружин зчеплення

4.4 Підготовка до роботи:

- ознайомитися з загальними теоретичними запитаннями, які визначають робочі процеси фрикційного зчеплення;
- ознайомитися з лабораторною установкою по визначенню моменту тертя фрикційного зчеплення і характеристики натискних пружин;
- скласти таблиці для занесення результатів визначення характеристики натискних пружин.

4.5 Послідовність виконання роботи

Знайти момент тертя зчеплення

$$M_z = P_{\partial 1} \cdot L,$$

де: $P_{\partial 1}$ - показання динамометра, Н;

L - плече важеля, м ($L=0,5$ м).

Розрахувати коефіцієнт запасу зчеплення β (див. формулу 4.1). На лабораторній установці можуть бути поставлені зчеплення двигунів МеМЗ-968, МеМЗ-245: для двигуна МеМЗ-968 - $M_{\partial \max} = 53$ Н·м; для МеМЗ-245 - $M_{\partial \max} = 80,4$ Н·м).

Знайти характеристику натискних пружин.

Сумарне зусилля натискних пружин P знаходиться по показанню динамометра $P_{\partial 2}$ з обліком співвідношення плечей віджимних важелів

$$P = P_{\partial 2} \cdot U,$$

де: U - передаточне число віджимних важелів, $U=30$.

При замірі зусиль індикатором фіксується також і переміщення натискного диску.

Результати замірів і розрахунків занести в таблицю.

Побудувати характеристику натискних пружин (див. рис. 4.3).

По характеристиці знайти P і Δ .

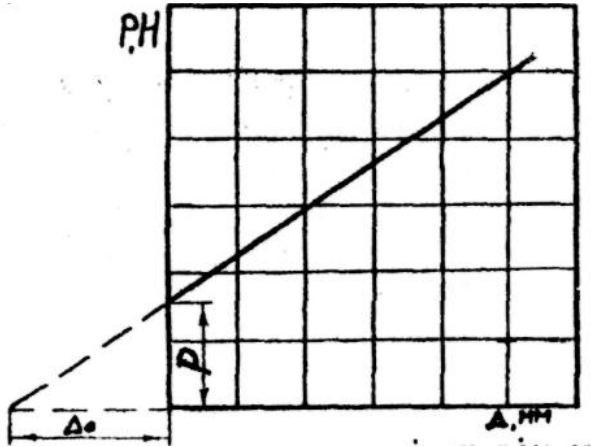
Розрахувати жорсткість пружини C_{Π} (див. формулу 4.4).

Розрахувати середній радіус R_c (див. формули 4.5 і 4.6).

Розрахувати коефіцієнт тертя μ (див. формулу 4.2).

Розрахувати тиск P_o (див. формулу 4.7).

Порівняти отримані результати з рекомендованими значеннями.



P - сумарне зусилля пружин при увімкнутім зчепленні,

Δ_0 - деформація натискних пружин при увімкнутім зчепленні

Рисунок 4.3 - Пружна характеристика натискних пружин

4.6 Зміст звіту

В звіті приводяться результати замірів і розрахунків в такій послідовності:

- результати знаходження моменту тертя зчеплення M_z ;
- результати розрахунку коефіцієнта запасу зчеплення;
- результати знаходження характеристики натискних пружин заносяться в таблицю 4.1;
- збудувати графік пружної характеристики натискних пружин;
- результати розрахунку жорсткості пружин;
- результати розрахунку середнього радіуса;
- результати розрахунку коефіцієнта тертя;
- результати розрахунку тиску;
- висновки по роботі.

Таблиця 4.1 - Результати знаходження характеристики пружин

Показники	Визначені величини						
Показники динамометра P_0 , Н							
Переміщення натискного диска Δ , мм							
Сумарне зусилля P , Н							
Зусилля однієї пружини P_n , Н							

Контрольні запитання

1. Призначення зчеплення. Які типи фрикційних зчеплень розповсюджені на сучасних автомобілях?
2. Роль зчеплення в запобіганні надмірних динамічних навантажень трансмісії.
3. Класифікація зчеплень. Пружні властивості різних типів пружних силових пристроїв зчеплень. Ефективність кожного з них.
4. Коефіцієнт запасу зчеплення і на що він впливає?
5. Які значення коефіцієнта запасу зчеплення треба приймати в залежності від типу автомобіля і дорожніх умов?
6. Чи змінюється величина коефіцієнта запасу зчеплення в процесі експлуатації автомобіля?
7. Методика експериментального знаходження деформації натискних пружин, жорсткості натискної пружини, коефіцієнта тертя фрикційних пар, питомого тиску на фрикційну накладку.
8. Від чого залежить величина питомого тиску на фрикційну накладку?

Література: [9, 10].

5 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5. ЗНАХОДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ (ККД) РЕЙКОВОГО РУЛЬОВОГО МЕХАНІЗМУ

5.1 Ціль роботи:

- експериментальним методом знайти прямий і зворотний ККД рейкового рульового механізму;
- оцінити вплив точності зачеплення рейки і шестерні на вихідні величини рульового механізму, які необхідні для розрахунку ККД.

Місце проведення роботи – випробувальний центр ПАТ «ЗАЗ», кафедра «Автомобілі» ЗНТУ.

5.2 Об'єкт випробовувань

Рульовий механізм рейкового типу автомобіля ЗАЗ-1102. Зачеплення валу-шестерні з рейкою має модуль зубів $m = 2$ мм при куті профілю $\alpha = 20$ град, і куті нахилу зубів $\beta = 34$ град. Кількість зубів шестерні $Z_{ш} = 5$, рейки $Z_p = 18$. Діаметр дільного кола шестерні $d_{ew} = 12$ мм. Вал-шестерня встановлена в картері рульового механізму на двох шарикових підшипниках ГПЗ 7000102. Рейка в площині зачеплення встановлена на двох підпружинених клинових упорах із металокераміки. Сумарний кут клина упорів 80 град. Упори притискаються до рейки пружиною з зусиллям 300 ± 50 Н. Другою опорою рейки є десмопанова втулка. Мащення рульового механізму консистентне-1,5 частини "Фіол" і І частина моторного масла.

5.3 Метод і умови проведення випробовувань

ККД рейкового рульового механізму знаходиться з виразу

$$\eta_n = \frac{F_z \cdot S}{M_R \cdot 2\pi} \cdot 100\% \text{ - прямий ККД,}$$

$$\eta_o = \frac{M_R \cdot 2\pi}{F_z \cdot S} \cdot 100\% \text{ - зворотній ККД.}$$

де: F_z - зусилля на зубчатій рейці;

M_R - крутний момент на шестерні;

Контролюючі параметри реєструються на двокоординатному графопобудовувачі. Швидкість обертання вала шестерні рульового механізму 7 об/хв. Необхідне осьове навантаження на рейці досягається дрослюванням пропускного маслопроводу навантажувального гідроциліндра. Дозвільна здатність навантажувальника - $100 \div 1000$ Н.

Експериментальна частина роботи полягає в послідовному знаходженні залежностей $M_R = f(S)$, $F_z = f(S)$, для навантажень $F_z = 0, 250, 500, 750, 1000$ Н. Контрольні значення M_R і F_z всіх дослідів приймаються одного і того ж положення площини зачеплення. Приклад обробки експериментального матеріалу зображений на рис. 5.2. Результати обробки експериментального матеріалу і розрахунку ККД заносяться в таблицю 5.1.

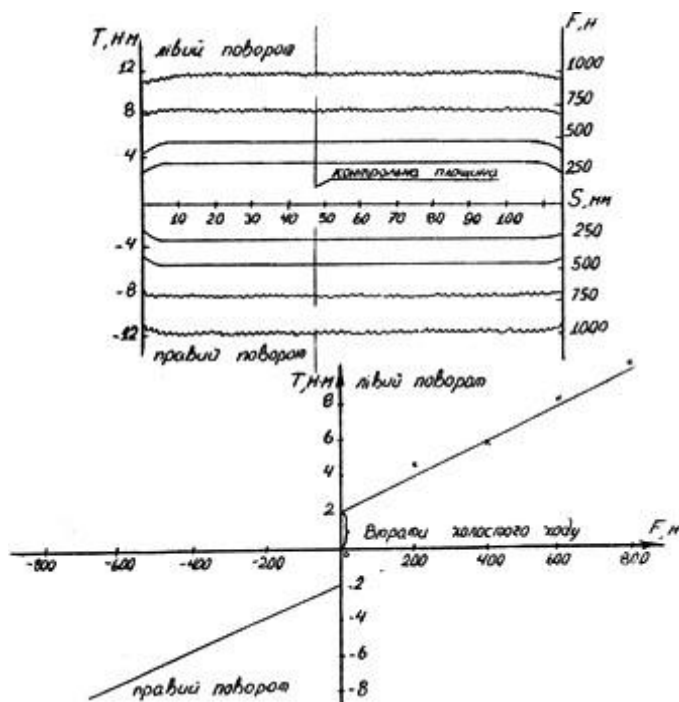


Рисунок 5.2 - Приклад обробки експериментального матеріалу

Таблиця 5.1 - Результати обробки експериментального матеріалу

Параметр	Величина параметра		при лівому повороті		
			при правому повороті		
Зусилля на зубчатій рейці F_z , Н					
Крутний момент на шестерні M_R , Н·м					
Прямий ККД					
Зворотній ККД					

Висновки по роботі.

Контрольні запитання

1. Перерахуйте вимоги, які пред'являються до конструкцій рульових керувань.
2. Основні оціночні параметри рульового механізму.
3. Що таке кутове та силове передаточне число? Чим характеризується кожне з них? Як їх визначають?
4. Взаємозв'язок між силовим та кутовим передаточними числами.
5. Напишіть математичний вираз для визначення передаточного числа рейкового рульового механізму.
6. Чому зворотний ККД рульового механізму повинен бути менше ніж прямий?
7. Чому зазор у рульовому механізмі повинен бути мінімальним у нейтральному положенні, який відповідає прямолінійному руху автомобіля? Як регулюють зазор в рейковому рульовому механізмі?
8. Матеріали, які застосовують для виготовлення деталей рульового механізму.

Література: [9, 10, 11].

6 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 6. ЗНАХОДЖЕННЯ ЖОРСТКОСТІ КУЗОВА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ, ЗМІНИ РОЗМІРІВ ПРОРІЗІВ ТА СТОМЛЕНОЇ МІЦНОСТІ ПРИ КРУЧЕННІ

6.1 Ціль роботи:

- знайти жорсткість несучого кузова легкового автомобіля на кручення;
- знайти зміну розмірів прорізів кузова із умов забезпечення надійної фіксації скла на кузові, працездатності дверних замків, герметичності кузова та таке інше;
- вивчити методику, прилади і обладнання для стомлених випробовувань кузова автомобіля.

Місце проведення роботи – випробувальний центр ПАТ «ЗАЗ», кафедра «Автомобілі» ЗНТУ.

6.2 Об'єкт випробовувань

Кузов автомобіля ЗАЗ-1102 укомплектований заднім і вітровим лобовим склом, без дверей, капота і кришки багажника.

6.3 Метод і умови випробовувань

Кузов випробовується разом з технологічними підвісками коліс. Амортизатори задньої підвіски замінюють жорсткими стержнями. Важелі передньої підвіски зварюються із трубами осі в положенні повністю навантаженого автомобіля.

Кронштейни важелів задньої підвіски через сферичні опори жорстко закріплюються до рами, а передня підвіска через аналогічні опори до коромисла передньої стойки стенда. Навантаження кузова крутним моментом забезпечується прикладенням навантаження до коромисла передньої стойки стенда з допомогою гідропульсатора або ручної лебідки.

6.3.1 Знаходження жорсткості кузова

Жорсткість кузова розраховується по формулі

$$C = \frac{\Delta M}{\Delta \varphi},$$

де: ΔM - прирощення крутного моменту на лінійній ділянці характеристики пружності, Н·м;
 $\Delta \varphi$ - прирощення кута закрутки кузова на тій же ділянці характеристики пружності, град.

Характеристика пружності кузова знаходиться в діапазоні крутного моменту від 0 до M_{max} .

Максимальна величина крутного моменту M_{max} знаходиться по формулі

$$M_{max} = \frac{G_{cm} \cdot B}{2},$$

де: G_{cm} - повне навантаження, яке приходить на менш навантажену вісь, Н;

B - колія коліс найменш навантаженої вісі, м;

Для ЗАЗ-1102: $G_{cm} = 5300$ Н, $B = 1,29$ м; для ЗАЗ-968М: $G_{cm} = 4500$ Н, $B = 1,24$ м.

Кузов автомобіля навантажується через коромисло передньої опори стенда з допомогою лебідки. Плече прикладення навантаження - 0,65 м. Навантаження контролюється динамометром ДПУ-0,5.

Кут закрутки кузова φ знаходиться як різниця кутів повороту двох його поперечних розрізів - в площинах верхніх точок кріплення амортизаторів φ_1 і задніх φ_2 коліс ($\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$).

Кути повороту контрольних розрізів кузова вимірюються з допомогою оптичного квадранта КО-ІМ, встановленого на жорстку штангу, яка базується по отворах під верхні точки кріплення амортизаторів.

Для ліквідування осадки перед першим вимірюванням жорсткості кузов навантажується знакоперемінним моментом $\pm M_{max}$ з частотою 1 Гц на протязі 2 хв.

При знаходженні жорсткості кузова заповнюється таблиця 6.1, по якій будується характеристика пружності $\varphi = f(M_{кр})$.

Таблиця 6.1 - Результати знаходження жорсткості кузова

Крутний момент M , Н·м	0	$0,2 M_{max}$	$0,4 M_{max}$	$0,6 M_{max}$	$0,8 M_{max}$	M_{max}
Кут закрутки кузова φ , град.						

6.3.2 Знаходження зміни розмірів кузова

З умов забезпечення надійної фіксації скла на кузові, працездатності дверних замків, герметичності кузова та інша зміна розмірів прорізів під дією моменту повинне складати:

- проріз вітрового скла 3,5 мм;
- проріз бокової двері 2,5 мм;
- проріз заднього вікна 3,5 мм;
- проріз задньої двері 7,0 мм.

(Вказані допуски визначаються конструкцією автомобіля і абсолютними розмірами прорізів).

Схема замірів показана на рис. 6.1.

Розміри контролюються з допомогою штангенциркуля з межами вимірювань 0...1500 мм і точністю $\pm 0,1$ мм.

Для зручності замірів на кузові на відстані 10÷20 мм від прорізів виконується неглибоке керніння.

Результати вимірювань заносяться в таблицю 6.2.

Зміна розмірів прорізів кузова автомобіля знаходиться як різниця у навантаженого кузов і у кузова, який знаходиться під дією крутного моменту M_{max} (див. п. 6.3.1).

6.3.3 Знаходження стомленої міцності кузова

В процесі випробовувань на стомлену міцність кузов навантажується крутним моментом по симетричному гармонічному закону з допомогою одного з гідроциліндрів електрогідравлічного стенда для випробовування автомобілів.

Програма включає чотири режими навантаження динамічним моментом M_ϕ , знайденим для кожного режиму, як частина від M_{max} . Увесь об'єм випробовувань розбивається на 5 рівних блоків.

Режим випробовувань показаний в таблиці 6.3.

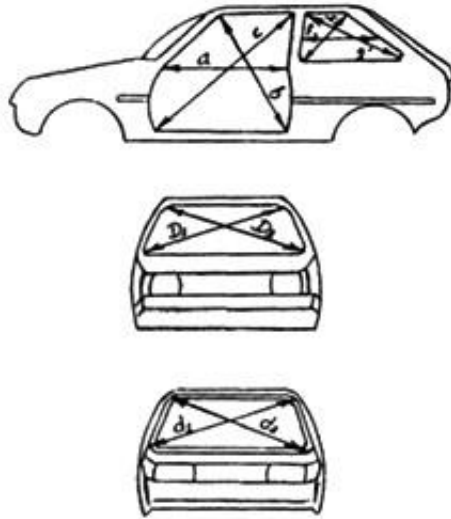


Рисунок 6.1 - Схема контролю розмірів прорізу кузова

Таблиця 6.2 - Зміна розмірів прорізів кузова автомобіля

Крутний момент, Н·м	Проріз вітрового вікна		Проріз лівої двері			Проріз бокового лівого вікна			Проріз бокового правого вікна			Проріз правої двері			Проріз задньої двері	
	D_1	D_2	a	b	c	f	h	g	f	h	g	a	b	c	d_1	d_2
$M = 0$																
$M = M_{max}$																
Зміна розмірів прорізів, мм																

Таблиця 6.3 - Режим випробовувань кузова автомобіля на міцність

Параметр		Динамічний момент M_o , Н·м			
		$0,2 M_{max}$	$0,4 M_{max}$	$0,6 M_{max}$	$0,8 M_{max}$
Величина M_o , Н·м					
Кількість циклів навантаження	в одному блоці	10^4	$2 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^4$	10^4
	загальне	$5 \cdot 10^4$	10^5	10^5	$5 \cdot 10^4$
Частота навантаження, Гц		7	6	5	4

Необхідний крутний момент установлюється на початку кожної ступені блока і в процесі відпрацювання, ступені не коректується зворотний зв'язок здійснюється по переміщенню.

Через кожні 10000 циклів навантаження проводиться огляд кузова, а по закінченню кожного блоку контролюється жорсткість.

Після завершення стомлених випробовувань у зазначеному об'ємі падіння жорсткості кузова по відношенню до початкового не повинно перевищувати 15 %.

Висновки по роботі.

Контрольні запитання

1. Значення кузова.
2. Класифікація кузовів.
3. Кузовні матеріали.
4. Габаритні розміри кузова.
5. Активна і пасивна безпечність кузова.
6. Навантаження, які діють на кузов.
7. Як Ви розумієте крутильну та згибну жорсткість кузова?
8. Причини та джерела вібрації та шуму в кузові.
9. Шляхи пониження вібрації та шуму в кузові.

Література: [9, 10, 11].

7 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 7. ЗНАХОДЖЕННЯ ОСНОВНИХ ФРИКЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І ХАРАКТЕРИСТИК СПРАЦЮВАННЯ ГАЛЬМОВИХ НАКЛАДОК У ГАЛЬМОВИХ МЕХАНІЗМІВ АВТОМОБІЛЯ

7.1 Ціль роботи

Знаходження коефіцієнта тертя і зносостійкості зразків фрикційного матеріалу гальмових накладок.

Знаходження фрикційних характеристик і характеристик спрацювання гальмових накладок у повнорозмірному гальмі:

- ефективність гальма;
- падіння ефективності гальма з підвищенням температури на поверхні тертя з 100° до 420°С;
- відновлення ефективності гальма із зниженням температури з 420° до 100°С;
- зносостійкості гальмових накладок.

Місця проведення роботи – випробувальний центр ПАТ «ЗАЗ», кафедра «Автомобілі» ЗНТУ.

7.2 Об'єкт випробовувань

Зразки фрикційного матеріалу у формі прямокутного паралелепіпеда з розмірами: ширина - 25 мм; висота - 27 мм; товщина - 6 ± 2 мм. Кількість зразків - 2 шт.

Колодка гальма дискового переднього колеса автомобіля ЗАЗ з накладкою. Кількість колодок - 2 шт.

Колодки випробовуються в гальмі з параметрами: радіус тертя $R=99$ мм; матеріал диска - чавун КЧ50-4; площа гальмової накладки $S=28$ см²; діаметр гальмового робочого циліндра $D = 45$ мм.

7.3 Метод і умови випробовувань

7.3.1 Знаходження коефіцієнта тертя і зносостійкості зразків фрикційного матеріалу

Робота проводиться на стенді постійного тертя маятникового типу. Коефіцієнт тертя знаходиться по куту відхилення маятника, який зрівноважує обертовий момент сил тертя, які виникають при ковзанні зразків по кільцю із чавуна КЧ50-4.

Коефіцієнт тертя підраховується по формулі

$$\mu = \frac{M_{mp}}{q \cdot S \cdot r_{mp}},$$

де: M_{mp} - момент тертя по шкалі стенда, кг м;

$q = 2,7$ кг/см² - питомий тиск;

$S = 11,88$ см² - площа тертя зразків;

$r_{mp} = 0,1$ м - радіус тертя.

Тоді

$$\mu = \frac{M_{mp}}{3,2}.$$

Швидкість ковзання 7 м/с, температура поверхонь тертя 100-120°C.

Коефіцієнт тертя розраховується по середньому значенню 10 замірів M_{mp} , виконаних через кожні 5 хв. на протязі 1 години (перший замір після 10 хв. роботи).

Зносостійкість зразків оцінюється по середній величині абсолютного спрацювання кожного зразка знайденого як різниця середньої товщини його до випробовування і після 1 години роботи в процесі знаходження коефіцієнта тертя.

Цей метод є скороченим, тому експериментальне значення спрацювання коректується під встановлений технічними умовами на накладки момент тертя при випробовуванні на спрацювання $M_{mp} = 1,16$ кг м. Зносостійкість розраховується по формулі

$$\Delta h = \frac{\Delta h' \cdot 1,16}{M_{mp}},$$

де: $\Delta h'$ - середнє спрацювання зразків за 1 годину роботи (контролюється в чотирьох точках мікрометром), мм;

M_{mp} - середнє значення моменту тертя при знаходженні коефіцієнта тертя.

Результати випробовувань заносяться в таблицю 7.1.

Таблиця 7.1 - Результати експериментального знаходження коефіцієнта тертя і зносостійкості зразків фрикційного матеріалу гальмових накладок

Коефіцієнт тертя, μ		Зносостійкість					
Поточне значення моменту тертя $M_{тр}$, кг·м	Номер контр. точки	1-й зразок			2-й зразок		
		товщина до випроб., мм	товщина після випробувань, мм	спрацювання, Δh_i	товщина до випроб., мм	товщина після випроб., мм	спрацювання, Δh_i
	1						
	2						
	3						
	4						
Середнє спрацювання		Середнє спрацювання $\Delta h_i = \frac{\sum \Delta h_i}{8}$					
$\mu = \frac{M_{тр\text{ср}}}{3,2}$		Еквівалентне спрацювання $\Delta h = \frac{1,16 \cdot \Delta h_i}{M_{тр\text{ср}}}$					
Допустиме значення по ТУ $[\mu] \geq 0,37 \text{ мм}$		Допустиме спрацювання по ТУ $[\Delta h] \leq 0,1 \text{ мм}$					

7.3.2 Знаходження фрикційних характеристик і характеристик спрацювання в повнорозмірному гальмі

Основні фрикційні характеристики і характеристики спрацювання накладок знаходяться на стенді інерційного типу в автоматичному режимі з керуванням і обробкою результатів випробовувань керуючим обчислювальним комплексом на базі ЕОМ.

Принципова схема випробувальної установки показана на рис. 7.1.

У робочому протоколі випробовувань фіксуються: номер гальмування, швидкість автомобіля, тиск гальмової рідини, гальмовий момент, гальмовий шлях, температура гальмового диску на початку і в кінці гальмування, сповільнення автомобіля, коефіцієнт тертя.

Таблиця 7.2 - Результати обробки випробовувань гальмових накладок

	Коефіцієнт тертя, μ	Втрата ефективності, %	Відновлення, %	Спрацювання, мм
Дійсне значення				
Нормована величина	> 0,37	< 20	100	< 1,2

Висновки.

Контрольні запитання

1. Які фрикційні матеріали використовуються для виготовлення гальмових накладок?
2. Методи виготовлення гальмових накладок.
3. Вимоги, які пред'являють до гальмових накладок.
4. Чи змінюється величина коефіцієнта тертя фрикційної накладки в процесі експлуатації автомобіля?
5. Методика експериментального знаходження коефіцієнта тертя і зносостійкості зразків фрикційного матеріалу.
6. Класифікація гальмових механізмів. Де застосовують кожний з них?

Література: [9, 10, 11].

8 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 8. ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІЛЯ

8.1 Ціль роботи:

- вивчити робочі процеси гальмової системи автомобіля.
- визначити експериментально-розрахунковими методами ефективність гальмової системи автомобіля.

Місце проведення роботи - кафедра «Автомобілі» ЗНТУ.

8.2 Загальні теоретичні знання

Структура гальмового керування автомобіля та вимоги до нього зумовлені ДЕСТ 22895-77. Згідно стандарту гальмове керування повинно складатися з чотирьох систем:

- робочої гальмової системи;
- запасної (аварійної) гальмової системи, яка повинна вступати в дію у випадку відмови основної системи (нормативи ефективності уповільнення для запасної гальмової системи: 3 м/с^2 - для пасажирських автомобілів; $2,8 \text{ м/с}^2$ - для вантажних автомобілів);
- стоянковий гальмової системи, призначеної для гальмування автомобіля на зупинках, яка повинна надійно та необмежено по часу утримувати повністю навантажений автомобіль на ухилі, що заданий технічними умовами на автотранспортний засіб, але не менше 25 %;
- допоміжна гальмова система (гальмо-уповільнювач), призначена для гальмування автомобіля на затяжних спусках (обладнуються автобуси з повною масою більше 5т та вантажні автомобілі а повною масою 12 т.

Гальмова система складаються з гальмових механізмів, що забезпечують утворення опору руху автомобіля, та гальмового приводу, необхідного для керування гальмовими механізмами.

Для зменшення швидкості чи повної зупинки автомобіля в будь-яких умовах призначена робоча гальмова система. Її дія повинна розповсюджуватися одночасно на всі колеса з раціональним розподілом гальмового моменту по мостам.

Під ефективністю дії розуміють здатність гальмової системи забезпечити високу інтенсивність гальмування при натискуванні на гальмову педаль з певним зусиллям. Критеріями ефективності гальмової системи є величини усталеного уповільнення та гальмового шляху.

Ефективність гальмування забезпечується раціональним вибором конструкції гальмових механізмів та гальмового приводу. Нормативи ефективності гальмової системи регламентуються ДСТ 37.001.016-70.

Різні норми ефективності робочої гальмової системи визначаються видом випробовувань.

Випробовування "нуль" проводяться при холодних гальмових механізмах.

Випробовування I проводяться при нагрітих гальмових механізмах.

Випробовування II призначені для визначення ефективності при русі на затяжних спусках.

Згідно ДСТ 37.001,016-70 діють наступні нормативи максимального усталеного уповільнення (при випробовуванні "нуль").

$j=7,0 \text{ м/с}^2$ - для легкових автомобілів, їх вантажних модифікацій та автобусів повною масою до 5 т;

$j=5,5 \text{ м/с}^2$ - для вантажних автомобілів.

Усталене уповільнення автомобіля визначається за формулою

$$j = g \cdot \varphi_z, \quad (8.1)$$

де: g - прискорення вільного падіння ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$);

φ_z - питома гальмова сила

$$\varphi_z = \frac{\Sigma P_z}{G_a}, \quad (8.2)$$

де: ΣP_z - сумарна гальмова сила;

G_a - повна маса автомобіля для "Запорожця" $G_a=1100 \text{ кг}$,

для ВАЗ-2108 - $G_a = 1345 \text{ кг}$

$$\Sigma P_z = \frac{\Sigma M_z}{r} = \frac{2(M_{z1} + M_{z2})}{r}, \quad (8.3)$$

де: ΣM_z - сумарний гальмовий момент;

M_{z1} - гальмовий момент, утворюючий передніми гальмовими механізмами (дисковими);

M_{z2} - гальмовий момент, утворюючий задніми гальмовими механізмами (колодковий);

r - динамічний радіус колеса (для ЗАЗ -1102 $r = 0,252 \text{ м}$,

для ВАЗ-2108 $r = 0,283 \text{ м}$).

Проф. Д.П. Веліконов запропонував формулу для розрахунку гальмового шляху, яка ураховує експлуатаційні умови

$$S_{\bar{a}} = \hat{E}_{\bar{a}} \frac{V_0^2}{2g\varphi} = \hat{E}_{\bar{a}} \frac{V_0^2}{254\varphi}, \quad (8.4)$$

де: $S_{\bar{a}}$ - гальмовий шлях, м;

K_e - поправочний коефіцієнт, для автомобілів з гідравлічним приводом $K_e = 1,4$;

V_0 - початкова швидкість гальмування, км/г;

φ - коефіцієнт зчеплення, $\varphi = 0,8$.

Нормативи ефективності робочої гальмової системи по гальмовому шляху див. ДСТ 37.0001.016-70.

Передаточне число гальмового приводу $U_{\bar{a},n}$ оцінюється як відношення сумарної гальмової сили $\Sigma P_{\bar{a}}$ до зусилля, що прикладається до педалі P_n

$$U_{\bar{a},n} = \frac{\Sigma P_{\bar{a}}}{P_n}, \quad (8.5)$$

де: P_n - зусилля, що прикладаються до педалі.

Щоб забезпечити малу стомленість водія необхідно, щоб при екстреному гальмуванні зусилля на педалі та повний хід педалі не повинні перевищувати $P_n = 500 \div 700$ Н, а хід - $150 \div 170$ мм (менше значення відноситься до легкових автомобілів).

8.3 Об'єкт випробовувань

Дисковий і колодковий гальмові механізми автомобіля ВАЗ-2108.

8.4 Обладнання та прилади:

- лабораторна установка по визначенню моментів дискових та колодкових гальмових механізмів;
- динамометри 1 кН - 2 шт.;
- манометр - 1 шт.

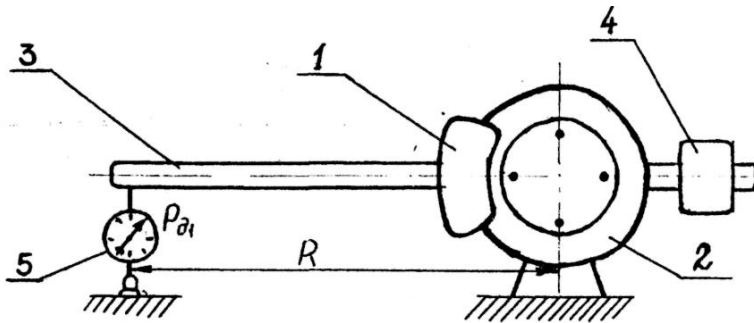
Лабораторна установка (рис. 8.1, 8.2, 8.3) дозволяє визначити гальмові моменти $M_{\bar{a}1}$ та $M_{\bar{a}2}$, що утворюються дисковими та

колодковими гальмовими механізмами в залежності від зусилля на педалі гальмового приводу.

Лабораторна установка обладнана дисковим та колодковим гальмовими механізмами, привід яких здійснюється від електродвигуна через черв'ячний редуктор та карданну передачу.

У дискового гальмового механізму (рис. 8.1) приводиться до обертання маточина разом з диском 2. Важіль кріпиться до супорту 1 та відносно вісі диска встановлено на підшипниках. Гальмовий момент, який розвивається дисковим гальмовим механізмом, дорівнює

$$M_{\varepsilon 1} = P_{\partial 1} \cdot R. \quad (8.6)$$



1 - супорт, 2 - маточина з диском, 3 - важіль,
4 - протизвага, 5 - динамометр

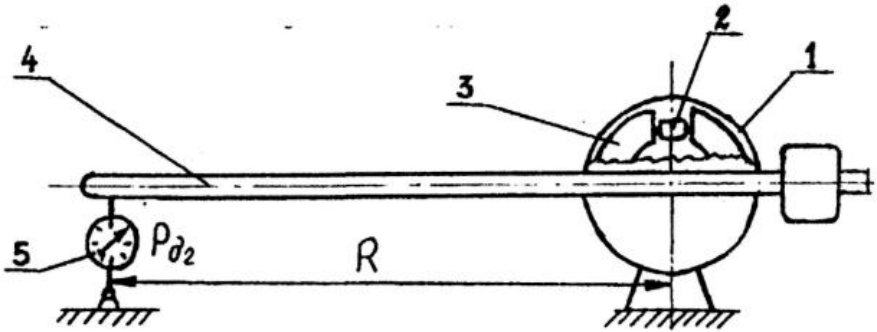
Рисунок 8.1 - Схема установки дискового гальма

Для колодкового гальмового механізму (рис. 8.2)

$$M_{\varepsilon 2} = P_{\partial 2} \cdot R, \quad (8.7)$$

де: $P_{\partial 1}$; $P_{\partial 2}$ - показання динамометрів;

R - плече важеля, $R = 0,7$ м.



1 - барабан гальмовий, 2 - робочий гальмовий циліндр,
3 - колодка, 4 - важіль, 5 - динамометр

Рисунок 8.2 - Схема установки колодкового гальма

Зусилля на педаль визначається по співвідношенню (див. рис. 8.3)

$$P_n = P_u \frac{b}{a}, \quad (8.8)$$

де: P_u - реакція головного гальмового циліндра;

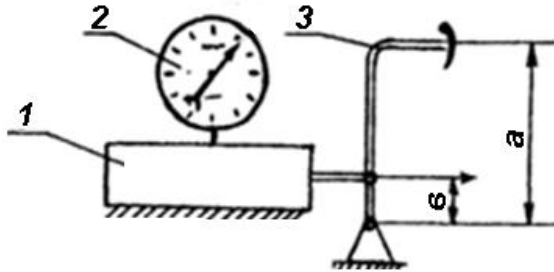
a, b - важелі педалі, $a = 190$ мм, $b = 42$ мм;

P_u - визначаються по розмірам головного гальмового циліндра та тиску рідини в системі гальмового приводу (за показаннями манометра 2)

$$P_u = \frac{\pi d^2}{4} \cdot P_{pid.}, \quad (8.9)$$

де: d - діаметр головного гальмового циліндра: для «Запорожця» $d = 22,2$ мм, для ВАЗ-2108 $d = 21$ мм;

$P_{pid.}$ - тиск рідини в гальмовому приводі.



1 - головний гальмовий циліндр, 2 - манометр, 3 - важіль
Рисунок 8.3 - Схема педального приводу

8.5 Підготовка до роботи:

- ознайомитись з загальними теоретичними знаннями, визначаючими робочі процеси гальмової системи автомобіля;
- ознайомитися з лабораторною установкою по визначенню гальмових моментів дискових та колодкових гальмових механізмів;
- скласти таблицю для занесення результатів замірів та розрахунків по оцінюванню ефективності роботи гальмових механізмів.

8.6 Порядок виконання роботи:

- визначити показання динамометрів P_{o1} та P_{o2} залежності від тиску P_{pid} в гальмовому приводі;
- розрахувати моменти M_{z1} та M_{z2} утворюються дисковим та колодковим гальмовими механізмами (8.6, 8.7);
- розрахувати сумарний гальмовий момент ΣM_z (8.6, 8.7);
- розрахувати сумарну гальмову силу ΣP_z (8.3);
- розрахувати питому гальмову силу φ_z (8.2);
- розрахувати уповільнення автомобіля j (8.1);
- розрахувати зусилля на педаль P_n (8.8, 8.9);
- розрахувати передаточне число гальмового приводу $U_{z.n}$ (8.1);
- результати замірів та розрахунків подати у таблицю та на графіку (рис. 8.4);
- розрахувати гальмовий шлях (8.4);
- зрівняйте отримані результати зарекомендованими значеннями.

8.7 Зміст звіту

У звіті надаються результати замірів та розрахунків в наступній послідовності:

- результати визначення показань динамометрів P_{01} та P_{02} в залежності від тиску в гальмовому приводі;
- результати розрахунку гальмових моментів M_{z1} та M_{z2} ;
- результати розрахунку сумарного гальмового моменту;
- результати розрахунку сумарної гальмової сили;
- результати розрахунку питомої гальмової сили;
- результати розрахунку уповільнення автомобіля;
- результати розрахунку зусилля на педаль;
- результати розрахунку передаточного числа гальмового приводу;
- результати замірів та розрахунків занести в таблицю 8.7 та відобразити на графіку;
- результати розрахунку гальмового шляху;
- висновки по роботі.

Таблиця 8.7 - Значення замірів та розрахунків ефективності гальмової системи

$P_{від.}$ МПа	P_{01} , Н	P_{02} , Н	M_{z1} , Н·м	M_{z2} , Н·м	ΣM_z , Н·м	ΣP_z , Н	φ_z	J , м/с ²	P_y , Н	P_n , Н	$U_{z,n}$

Контрольні запитання

1. Якими показниками оцінюються ефективність гальмової системи автомобіля?
2. Назвіть структуру гальмової системи автомобіля.
3. Які існують види випробувань робочої гальмової системи?
4. Назвіть норми ефективності робочої гальмової системи.
5. Назвіть норми ефективності запасної гальмової системи.
6. Назвіть норми ефективності стоянкової гальмової системи.
7. Які фактори впливають на величину гальмового шляху при гальмуванні на дорозі?

8. Як визначити величини моментів, що утворюються гальмовими механізмами лабораторної установки?

9. Опишіть методику визначення зусилля на педаль гальмового приводе лабораторної установки.

Література: [6, 7, 9, 10, 12].

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Гернет М. И. , Ратобылский В. Ф. Определение моментов инерции. М. : Машиностроение, 1989. 247 с.
2. Ривин Е. И. Динамика привода станков. М. : Машиностроение, 1958. 204 с.
3. Применение ЭВМ при конструировании и расчете автомобиля. /Под общ. ред. А. И. Гришкевича. Минск: Вышейшая школа, 1978. 253 с.
4. Методические указания по определению динамической нагруженности трансмиссии и работа буксования муфты сцепления автомобилей. /Сост. Козырев В. Ф. Запорожье: ЗМИ, 1981. 60 с.
5. Методические указания по расчету подвесок легкового автомобиля к курсовому и дипломному проектированию. /Сост. Брылев В. В. Запорожье: ЗМИ, 1981. 71 с.
6. Шасси автомобиля. Атлас конструкций. Учебное пособие для вузов. /В. Б. Цымбалин, И. И. Успенский, В. И. Коняшов и др. М. : Машиностроение, 1977. 108 с.
7. ОСТ 37. 001. 084 76. Амортизаторы телескопические автомобильного подвижного состава. Методу стендовых испытаний. М. : Стандарт, 1976. 23 с.
8. ГОСТ 11728 73. Амортизаторы телескопические автомобильные. Основные параметры и размеры.
9. Бухарин И. А. и др. Автомобили. 2 е изд. , перераб. и доп. Л. : Машиностроение, 1973. 504 с.
10. Лукин П. П. и др. Конструирование и расчет автомобиля. М. : Машиностроение, 1984. 376 с.
11. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Систему управления и ходовая часть. /Под редакцией А. И. Гришкевича. Минск: Вышейшая школа, 1987. 200 с.
12. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия. /Под редакцией А. И. Гришкевича. Минск: Вышейшая школа, 1985.

Додаток А

**Приклад оформлення титульного листа звіту
до лабораторних робіт**

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Запорізька політехніка»

Кафедра Автомобілі

ЗВІТ

до лабораторних робіт з дисципліни
«Робочі процеси автомобілів»

Виконав:

студент гр. _____

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Перевірив:

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Запоріжжя, 20____