

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЧЕРНІГІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

## **АВТОМОБІЛІ**

**Методичні вказівки**  
для лабораторних робіт  
для підготовки здобувачів вищої освіти за спеціальністю  
274 – «Автомобільний транспорт»

Затверджено  
на засіданні кафедри  
автомобільного транспорту та  
галузевого машинобудування  
Протокол №5 від 15.11.2019 р.

Чернігів ЧНТУ 2020

Автомобілі. Методичні вказівки для лабораторних робіт для підготовки здобувачів вищої освіти за спеціальністю 274 – «Автомобільний транспорт» / Укл.: Литвин О.О., Кужельний Я.В., Сляр В.М. Чернігів: ЧНТУ, 2019. – 115 с.

Укладач:

Литвин Олександр Олександрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри АТ та ГМ;

Кужельний Ярослав Володимирович, викладач кафедри АТ та ГМ;

Сляр Василь Михайлович, аспірант кафедри АТ та ГМ.

Відповідальний за випуск:

Кальченко В.І., завідувач кафедри автомобільного транспорту та галузевого машинобудування, доктор технічних наук, професор

Рецензент:

Сіра Н.М., к.т.н., доцент кафедри автомобільного транспорту та галузевого машинобудування Чернігівського національного технологічного університету

## **Вступ**

Методичні вказівки включають мету, обсяг і зміст робіт по виконанню лабораторних занять з дисципліни «Автомобілі».

Мета лабораторних робіт – ознайомлення з видами опробування автомобілів , їх проведенням, визначенням основних показників і параметрів автомобіля, засвоєнням техніки і методів вимірювання зазначених показників і параметрів, аналізом їх зміни залежно від режимів роботи автомобілів.

## **Лабораторна робота №1**

### **Ознайомлення з лабораторним обладнанням, технікою безпеки**

Методичні рекомендації по проведенню лабораторних робіт

Вивчення будови і експлуатації автомобіля здійснюється згідно з типовим навчальним планом і робочими програмами підготовки бакалаврів і магістрів, затвердженими Міністерством освіти, науки, молоді та спорту України.

До основних принципів при вивченні будови і експлуатації автомобіля можна віднести:

– зв'язок теорії з практикою в навчанні. Проведення лекцій, виконання практичних занять і лабораторних робіт по вивченню конструкцій автомобілів, виконанню робіт по усуненню несправностей автомобіля, технічного обслуговування – закріплюють і поглиблюють знання студентів, формують їх трудові вміння і навички.

– систематичність і послідовність в навчанні з будови і експлуатації автомобіля і послідовність вивчення розділів і тем визначаються рядом дидактичних вимог (мета вивчення, зв'язок з іншими предметами, пізнавальні можливості студентів).

– наочність в навчанні. При вивченні будови і експлуатації автомобіля наочність часто виступає не тільки в ролі допоміжного навчального засобу, але і в ролі прямого джерела інформації. Викладач використовує демонстраційні засоби наочності ( плакати, таблиці, макети, стенди, кінофільми ) і лабораторні (агрегати автомобіля, окремі деталі ).

Перш, ніж приступити до лабораторних робіт, студенти повинні: самостійно опрацювати необхідний теоретичний матеріал і записати потрібні відомості з виконуваної лабораторної роботи, детально ознайомитися з методичними вказівками, підготувати необхідні матеріали у вигляді проекту звіту або протоколу про роботу, що підлягає виконанню.

Перед початком лабораторної роботи студент повинен отримати допуск до її виконання. Суть допуску полягає в контрольному опитуванні студента з метою виявлення його теоретичних знань з теми лабораторної роботи, готовності і можливості її виконання студентом.

Лабораторну роботу можуть виконувати студенти, що отримали допуск до роботи, пройшли загальний інструктаж по виконанню лабораторних робіт у кафедральній лабораторії або в іншому приміщенні чи на випробувальному полігоні, а також – інструктаж на робочому місці, де виконується конкретна лабораторна робота. Знайомство з правилами безпеки підтверджується студентами своїми підписами у спеціальному журналі.

На першому занятті викладач повідомляє студентам план виконання лабораторних робіт, порядок їх виконання та захисту, рекомендує необхідну літературу, знайомить з організацією і проведенням робіт, з дією лабораторних технічних засобів.

Лабораторні роботи проводяться підгрупами студентів у складі 4-х або 5-ти студентів.

Звіти лабораторних робіт оформляються на листах білого паперу формату А4 (210x297) і повинні включати: титульний аркуш з зазначенням Міністерства, вузу, кафедри, назви дисципліни і теми, виконавця і керівника роботи; мету роботи; обладнання; короткі теоретичні відомості; графіки і креслення вузлів і деталей; хід і результати роботи; розрахунки і графіки; висновки по роботі.

Обсяг звіту – 7...10 сторінок.

Звіти (протоколи) з окремих тем після їх захисту у викладача зберігаються у студентів до виконання останньої роботи, після чого вони доповнюються анотацією, переліком літературних джерел і змістом. Вони можуть бути використані для підготовки до заліку або екзамену, після чого – здаються викладачеві при складанні заліку або екзамену.

При проведенні модульного контролю засвоєння знань студентами звіти здаються викладачеві частинами виконаних лабораторних робіт під час модульного контролю.

Вимоги до лабораторного обладнання і інших засобів опрацювання теми

Стенди, устаткування, прилади, інструменти, що використовуються при виконанні лабораторних робіт, повинні бути в справному стані, мати ознайомчі і попереджувальні таблиці і написи, укомплектовані інструкціями з експлуатації і безпеки праці, мати необхідні кожухи і обгороджування.

Загальними елементами лабораторної роботи являються: організаційна частина, ввідний інструктаж, який включає в себе викладення змісту лабораторної роботи; інструктаж з техніки безпеки, отримання студентами інструкційних карт, інструментів, виконання роботи, поточний інструктаж, контроль викладача за роботою, підбиття підсумків заняття.

Для проведення лабораторних робіт можуть розроблятися інструктивні карти:

Інструктивна карта до лабораторної роботи “Вивчення карбюратора”:

1. Частково розберіть карбюратор.
2. Ознайомтесь з будовою поплавкової камери, визначте шлях, яким пальне надходить до поплавкової камери. Знайдіть поплавок, голчастий клапан, сітчастий фільтр.
3. Ознайомтесь з дією і будовою головної дозуючої системи: викрутіть і розгляньте головні жиклери, жиклери повної потужності, повітряні жиклери. Покажіть малі дифузори, великі дифузори, розпилувачі, дросельні заслінки.
4. Ознайомтесь з будовою і дією системи холостого ходу. Знайдіть жиклери холостого ходу, гвинти якості, гвинт кількості. Покажіть шляхи повітря, палива, емульсії в системі холостого ходу.

5. Ознайомтесь з будовою і дією системи пуску. Покажіть повітряну заслінку, запобіжний клапан.
6. Ознайомтесь з будовою і дією економайзера, його приводом. Знайдіть важіль, тягу, планку, шток, клапан.
7. Ознайомтесь з будовою і дією насосу – прискорювача. Знайдіть шток, поршень, зворотний клапан, нагнітальний клапан, отвори розпилювача.
8. Ознайомтесь з призначенням обмежувача обертів колінчастого вала.
9. Складіть карбюратор.

Оцінка знань студентів, отриманих після виконання лабораторних робіт  
Після вивчення теми ( або кількох тем ) проводиться тематичне оцінювання знань студентів. Для тематичного оцінювання використовуються різні методи.

Усне опитування дозволяє найбільш повно визначити рівень знань студентів, додатково закріпити вивчений матеріал, виявити окремі незасвоєні елементи. Крім того, при усному опитуванні певну участь в роботі приймає вся група. Недоліком методу усного опитування є великі затрати навчального часу.

Карти для тематичного оцінювання дозволяють за невеликий час (20 – 25 хвилин) оцінити знання по окремій темі всіх студентів (при цьому кожен студент відповідає не на всі питання, а тільки на окремі – наприклад, парні або непарні).

Карта для тематичного оцінювання може мати такий вигляд:

Карта для тематичного оцінювання “Зчеплення автомобіля”

Зчеплення автомобіля ЗІЛ (рисунок 1)– однодискове, сухе, фрикційного типу, з периферійним розташуванням циліндричних пружин, встановлено в литому картері.

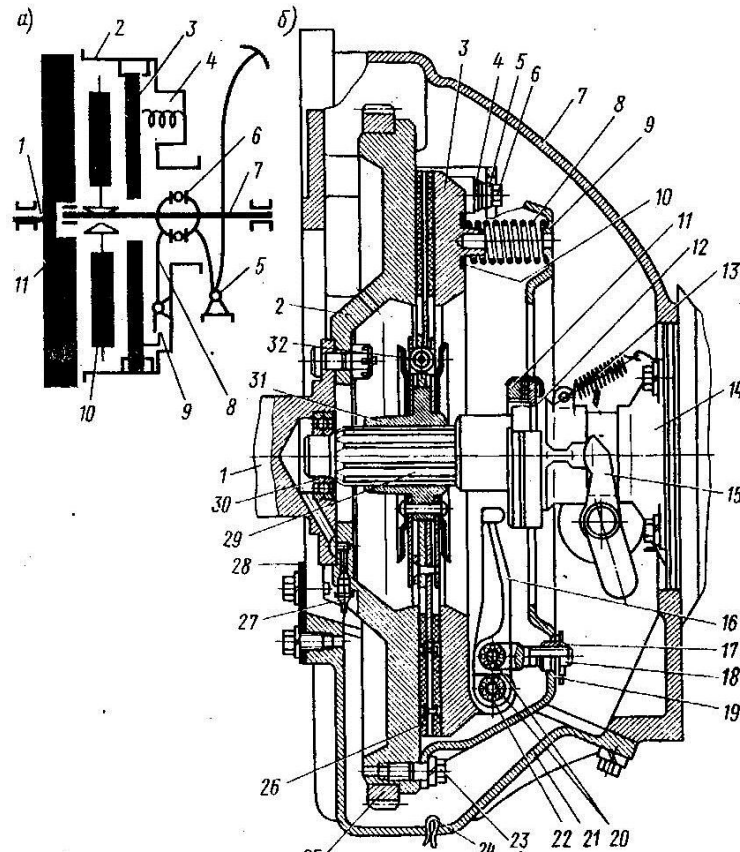


Рисунок 1– Схема (а) і будова (б) одно дискового зчеплення автомобіля ЗІЛ:

1 – колінчастий вал; 2 – маховик; 3 – натискний диск; 4 – парні пружинні пластини; 5 – фасонна втулка; 6 – болт; 7 – картер; 8 – натискні пружини; 9 – кожух; 10 – тепло ізолююча шайба; 11 – відтискний підшипник; 12 – муфта; 13 – відтяжна пружина; 14 – фланець; 15 – вилка; 16 – важіль вимикання; 17 – регулювальна шайба; 18 – опорна вилка; 19 – пружна прижимна пластинка; 20 – пальці; 21 – кришка; 22 – ролики; 23 – болт; 24 – шплінт; 25 – зубчастий вінець; 26 – обшивка; 27 – пристрій для мащення; 28 – пластина; 29 – вал; 30 – підшипник; 31 – маточина; 32 – пружина демпфера.

1. Зчеплення призначене для .....
2. Якими цифрами позначені на рисунку 1: маховик, натискний диск, кожух зчеплення, важіль виключення, відтяжна пружина?
3. Якими цифрами позначені: робоча пружина, ведучий вал коробки передач, ведений диск, маслянка, регулювальна гайка?
4. Які деталі механізму виключення зчеплення позначені цифрами 8, 10, 13, 14, 15?
5. Ведений диск складається з .....
6. Як працює зчеплення під час включення?
7. Як працює зчеплення під час виключення?

Картки для тестового оцінювання дозволяють швидко перевірити відповіді, порівнявши їх з кодом правильних відповідей (правильні відповіді на питання наведеної картки по темі “Загальна будова і робота двигуна” (рисунок 2): наприклад, набір цифр: 332,231,513,141).

Карта для тестового оцінювання: ”Загальна будова і робота двигуна”.

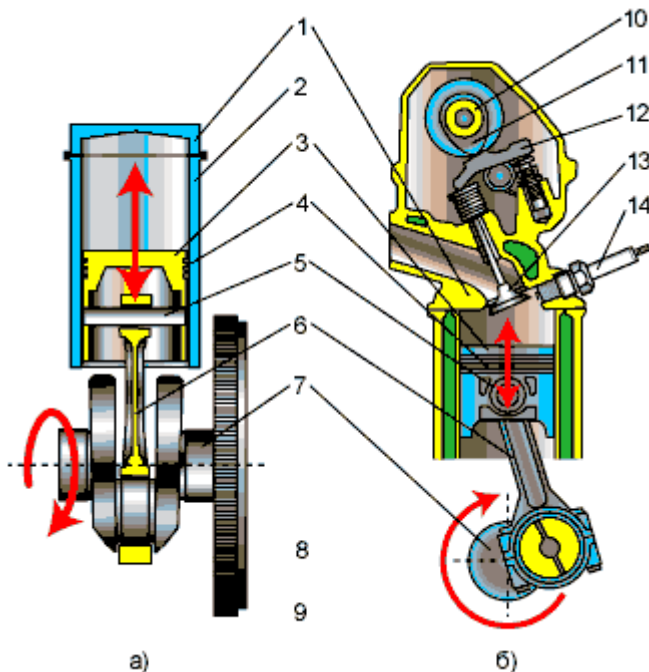


Рисунок 2 – Одноциліндровий карбюраторний двигун внутрішнього згоряння: а) «стакан» в «стакані»; б) поперечний розріз  
 1 - головка циліндра; 2 - циліндр; 3 - поршень; 4 - поршневі кільця; 5 - поршковий палець; 6 - шатун; 7 - колінчастий вал; 8 - маховик; 9 - кривошип; 10 - розподільний вал; 11 - кулачок розподільного вала; 12 - важіль; 13 - клапан; 14 - свіча запалювання

1. В яких двигунах сумішоутворення відбувається в циліндрах?

1) В карбюраторних. 2) В газових. 3) В дизелях.

2. На рисунку цифрами позначені:

1) 6 – клапани, 1 – головка циліндра, 10 – шатун,

2) 4 – циліндр, 3 – поршень, 5 – поршковий палець,

3) 4 – поршень, 7 – головка циліндра, 2 – колінчастий вал.

3. Як називається об’єм, який вивільняється поршнем при переміщенні від ВМТ до НМТ?

1) Об’єм камери згоряння. 2) Робочий об’єм. 3) Повний об’єм.

4. Робочий цикл в чотиритактному двигуні (рисунок 3) здійснюється за:



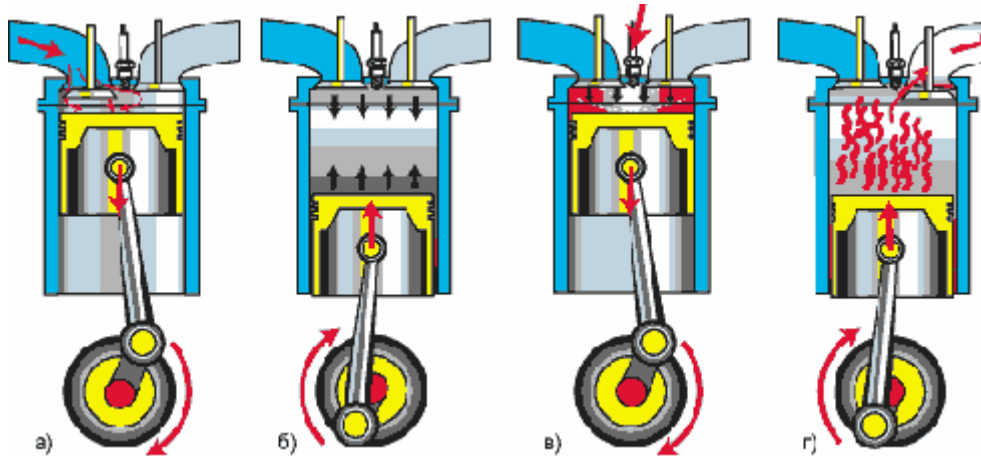


Рисунок 3 – Робочий цикл чотиритактного двигуна

- 1) один, 2) два, 3) три, 4) чотири оберти колінчастого вала.
5. Якою літерою показаний на рисунку такт робочого ходу?
  - 1) а. 2) б. 3) в. 4) г.
6. Як називається такт, при якому поршень рухається вгору і обидва клапани закриті?
  - 1) Стискання. 2) Робочий хід. 3) Впуск. 4) Випуск.
7. Восьмициліндровими двигунами являються двигуни:
  - 1). ЗМЗ – 53. 2). ЗІЛ – 130. 3). ЗМЗ – 53 і ЗІЛ – 130. 4). КамАЗ – 740.
- 5). Всі вказані двигуни.
8. Ступінь стиску в дизелях знаходиться в межах:
  - 1). 12 ... 23. 2). 10 ... 12. 3). 6 ... 10. 4). 23... 30.
9. Ступінь стиску в карбюраторних двигунах знаходиться в межах:
  - 1). 12 ... 23. 2). 10... 12. 3). 6 ... 10. 4). 23..30.
10. Яка з названих систем відсутня в дизельних двигунах?
  - 1). Охолодження. 2). Мащення. 3). Живлення. 4). Запалювання.
11. Поршень відноситься до:
  - 1). Кривошипно-шатунного механізму.
  - 2). Газорозподільного механізму.

#### Вимоги до техніки безпеки

При проведенні лабораторних робіт, особливо під час випробувань двигуна, студенти зобов'язані виконувати встановлені правила з охорони праці і техніки безпеки.

Випробування двигуна пов'язане з джерелами підвищеної небезпеки, а саме:

- можливістю займання паливних і змащувальних матеріалів;
- високою напругою в системі живлення електрогальмівного станду;
- деталями двигуна і гальмівного станду, що обертаються;
- наявністю гарячих трубопроводів випускної системи двигуна.

До основних правил з охорони праці і техніки безпеки у цьому випадку відносяться:

- при випробуванні двигуна в лабораторії має бути не більше 10...12 студентів;
- під час випробувань кожний студент має знаходитись на встановленому для нього місці;
- забороняється самовільне включення приладів, кнопкових пускачів, тумблерів, повороти рукояток регулюючих органів і дотик до всіх струмопроводів стенду;
- при виявленні витоків палива в з'єднаннях системи живлення або в пристрої для виміру витрати палива негайно повідомити викладача;
- у випадку виникнення пожежі прийняти необхідні заходи для її гасіння, використовуючи наявні в лабораторії протипожежні засоби.

При прогрітому двигуні і під час його роботи забороняється:

- торкатися випускних трубопроводів і дротів високої напруги;
- наближатися впритул до огорожувань частин двигуна і гальмівного стенду, що обертаються;
- не допускати вільно звисаючого одягу, щоб запобігти захопленню одягу потоком повітря і частинами, що обертаються;
- порушувати електрозахисті лінії і огорожування частин двигуна і гальмівної установки.

При легкій травмі (опіки, фізичні удари, порізи) негайно використовувати наявні в лабораторії медичні засоби і повідомити про травму викладача.

## Лабораторна робота №2

### Вивчення технічних характеристик дорожніх транспортних засобів

**Мета роботи:** навчитися визначати розмірні параметри дорожніх транспортних засобів (ДТЗ) і складати технічну характеристику автомобіля.

Автомобіль складається з наступних основних вузлів: двигун, трансмісія, ходова частина, рульове управління, гальмівна система, кузов, електроустаткування і органи управління всіма вузлами і механізмами.

На рисунках 2.1 – 2.6 показано наступні умовні позначення розмірних параметрів автомобілів:

$D, Ш, B$  – відповідно габаритні довжина, ширина, висота, мм;

$K', K''$  – відповідно колія передніх і задніх коліс, мм;

$C$  - передній звіс, мм;

$\gamma', \gamma''$  – відповідно кути переднього й заднього звісів<sup>1)</sup>, град;

$\Pi', \Pi''$  – відповідно просвіт під передньою й задньою віссю<sup>1)</sup>, мм;

$A$  – відстань від задньої стінки кабіни до задньої осі, мм;

$B, B_T$  – відповідно база автомобіля й візка, мм;

$B_{\Pi}$  – висота вантажної підлоги автобусу<sup>1)</sup>, мм;

$B_{TC}$  – висота завантажувального седельно-зчепного пристрою седельного тягача<sup>1)</sup>, мм;

$B_B$  – висота бортів, мм;

$B_K$  – висота кузова внутрішня або кузова- самоскиду, мм;

$B'_{\Pi}$  – відповідно висота підніжки й салону автобусу<sup>1)</sup>, мм;

$B_C$  – висота салону автобусу, мм;

$G$  – зміщення седельно-зчепного пристрою, мм;

$D_K$  - довжина кузова внутрішня, мм;

$R', R''$  – відповідно відстані від подушки переднього й заднього сидіння до внутрішньої обшивки стелі, мм;

$Ш', Ш''$  – відповідно ширина передніх і задніх сидінь, мм;

$Ш_{\text{дп}}, Ш_{\text{дз}}$  – відповідно ширина передніх і задніх дверей автобусу, мм;

$Ш_{\Pi}$  - максимальна ширина проходу між рядами сидінь в автобусах, мм;

$Ш_K$  - ширина кузова внутрішня, мм;

$Ш^*$  - ширина ДТЗ по бокових зеркалах заднього виду, мм;

$r_1$  - відстань від осі отвору під шкворень седельно-зчепного пристрою до задньої стінки кабіни або другої найближчої точки, мм;

$r_2$  - задній габаритний радіус седельного тягача, мм.

Примітка.

<sup>1)</sup> - вимірюється на завантаженому автомобілі.

Класифікацію ДТЗ представлено в таблицях 2.1 – 2.3.

Таблиця 2.1 - Класифікація легкових автомобілів по об'єму двигуна

Тип	Робочий об'єм двигуна, л.
Дуже малий	- до 1,1;
Малий	- понад 1,1 до 1,8;
Середній	- понад 1,8 до 3,5;
Великий	- понад 3,5;
Вищий	- не регламентовано.

Таблиця 2.2 – Класифікація вантажних автомобілів

За будовою кузова	При повній масі, т
Бортові	До 1,2
Седельні тягачі	Понад 1,2 до 2,0
Самоскиди	Понад 2,0 до 8,0
Цистерни	Понад 8,0 до 14
Фургони	Понад 14 до 20
Спеціальні (пожежні, прибиральні автомобілі, автокрани тощо)	Понад 20 до 40
Військові і т.п.	Понад 40

Таблиця 2.3 - Класифікація автобусів

За габаритною довжиною, м	За призначенням
Особливо малий (до 5,5)	Міські
Малий (6,0-7,5)	Приміський
Середній (8,5-10)	Міжміський
Великий(11,0-12,0)	Місцевого призначення (сільського)
Особливо великий (зчепа, 16,5-24,0), дволанкові до 18)	Маршрутні автобуси, таксі

Нижче наведено схеми й розмірні параметри автомобілів.

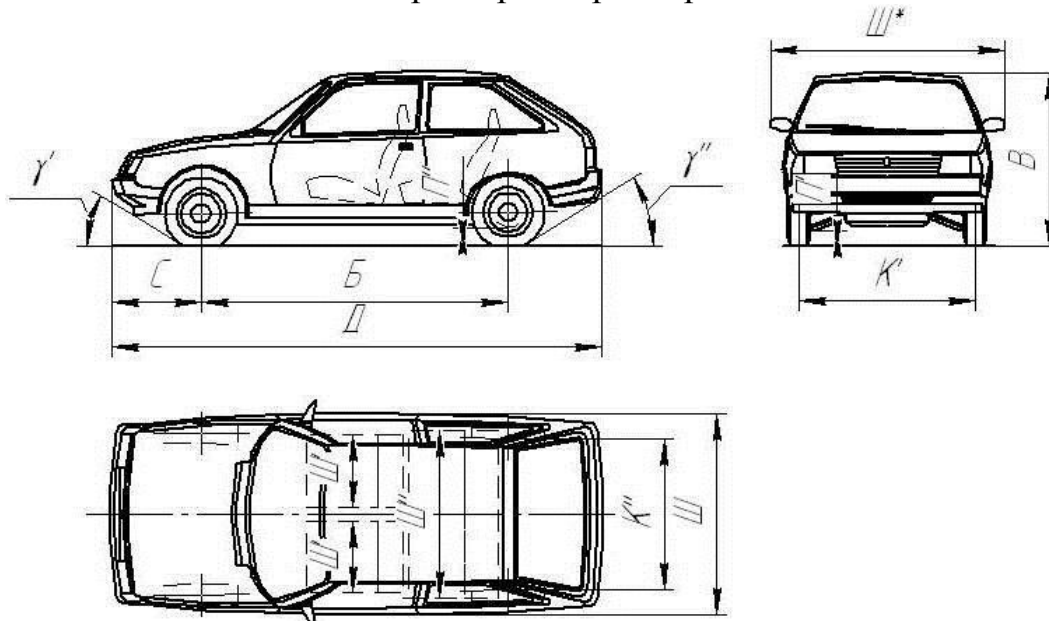


Рисунок 2.1 – Розмірні параметри автомобіля ЗАЗ-1102

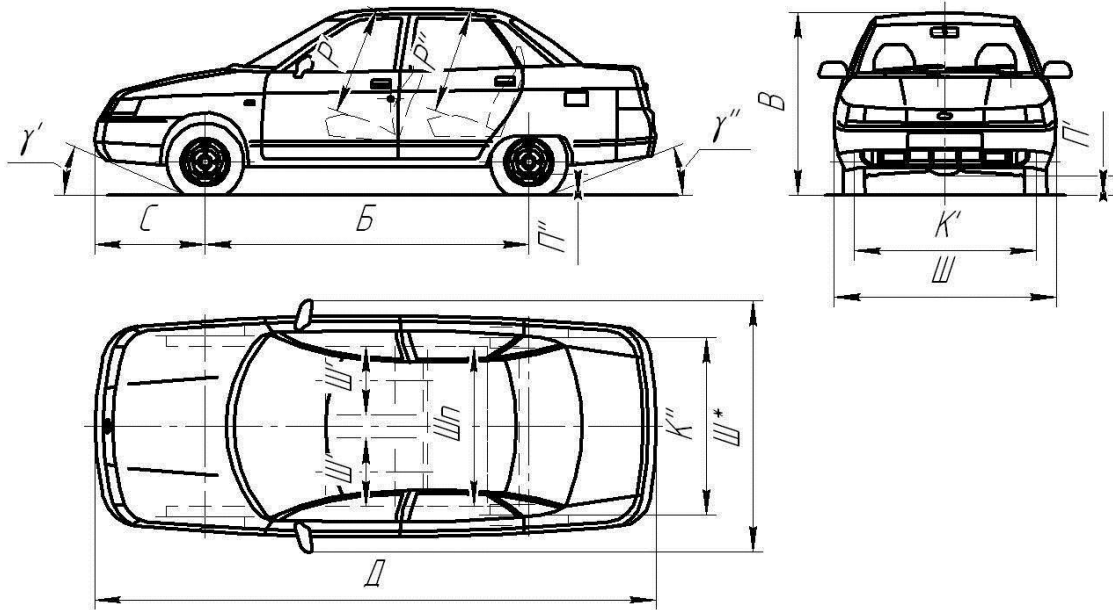


Рисунок 2.2 – Розмірні параметри автомобіля ВАЗ-2110

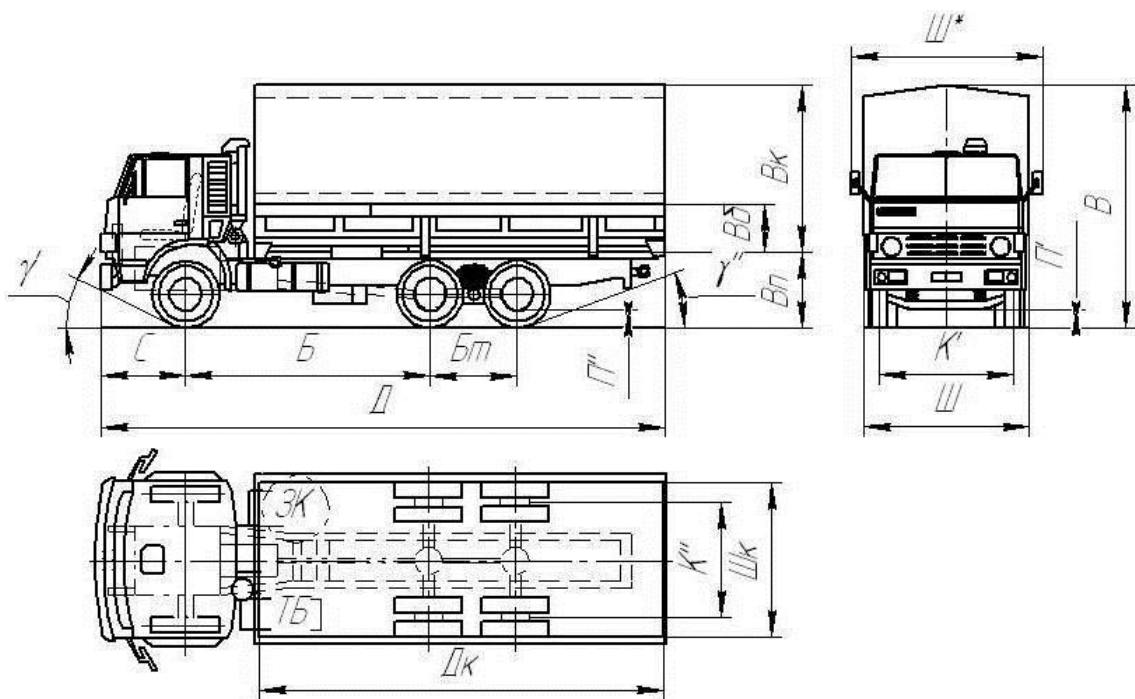


Рисунок 2.3 – Розмірні параметри вантажного бортового автомобіля КамАЗ-53212

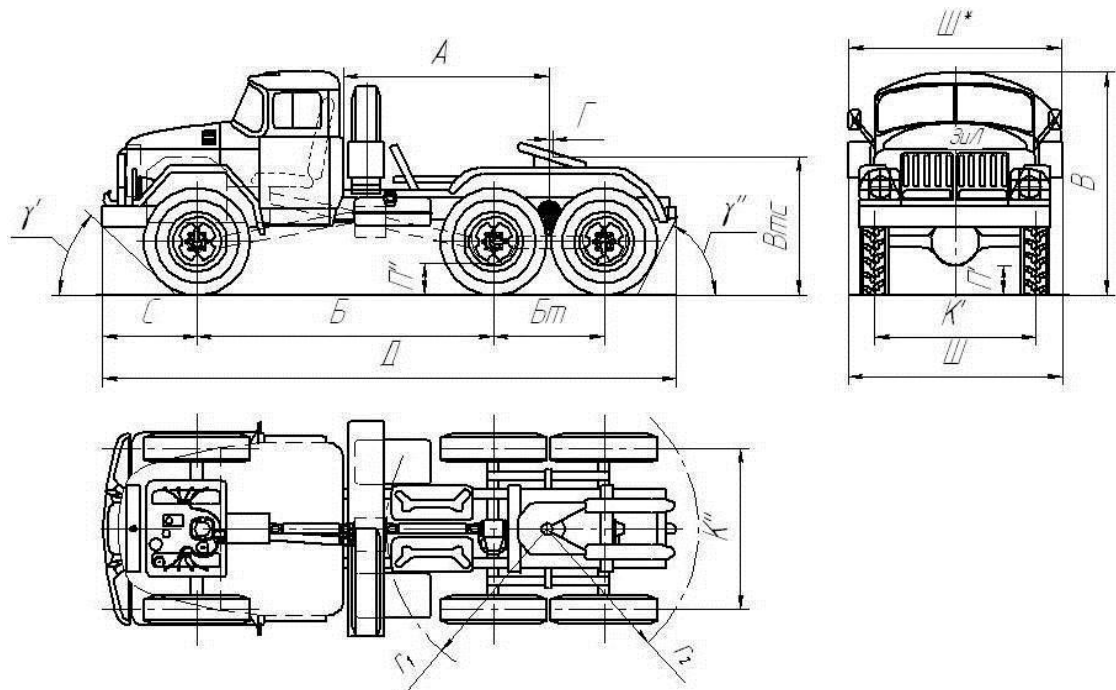


Рисунок 2.4 – Розмірні параметри сідельного тягача ЗІЛ-131 НВ

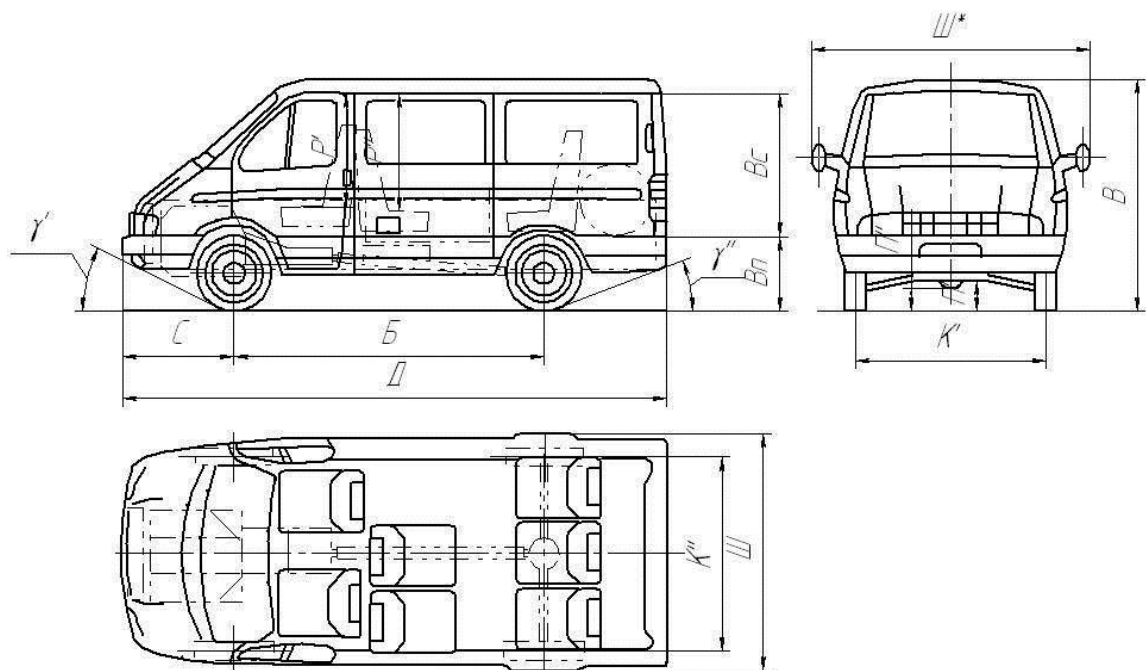


Рисунок 2.5 – Розмірні параметри автобуса ГАЗ-2217 «Соболь»

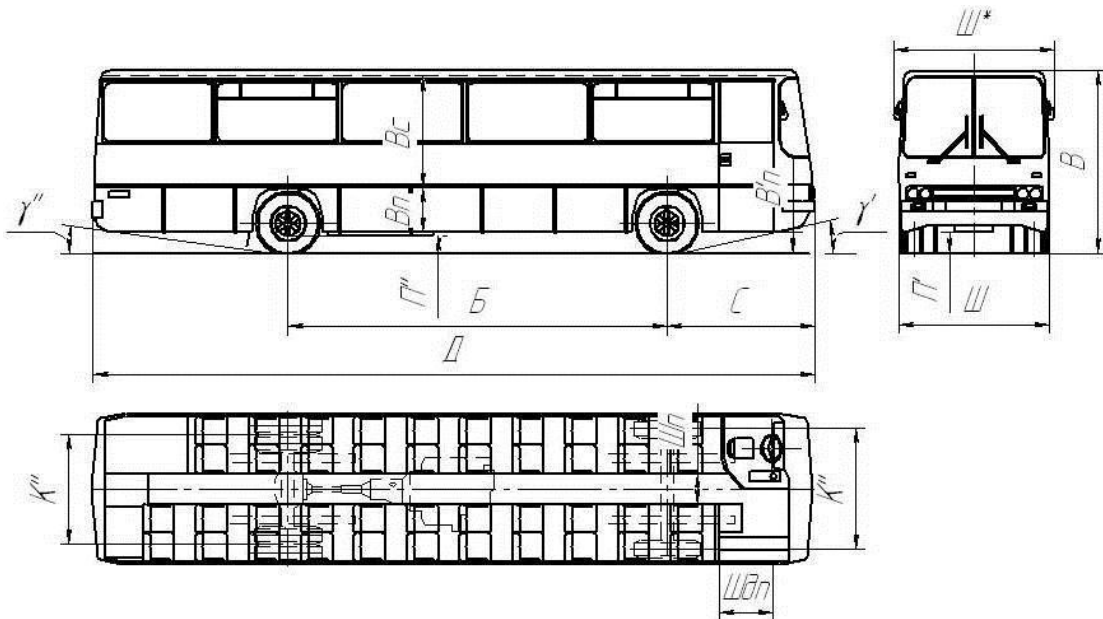


Рисунок 2.6 – Розмірні параметри автобуса Ікарус 250.58

Згідно з нормаллю ОН 025 270-66 прийнято наступну систему позначень ДТЗ.

Кожній новій моделі автомобіля, причепу і напівпричепу присвоюється індекс, який складається з ряду цифр.

Перша цифра означає клас ДТЗ:

по робочому об'єму двигуна (л) – для легкового автомобіля;

до 1,1 – 1,

понад 1,1 до 1,8 – 2,

понад 1,8 до 3,5 – 3,

понад 3,5 – 4.

по повній масі – для вантажного автомобіля;

до 1,2 т – 1,

від 1,2 до 2 т – 2,

від 2 до 8 – 3,

від 8 до 14 – 4,

від 14 до 20 – 5,

від 20 до 40 – 6,

від 40 і більше – 7.

за габаритною довжиною – для автобусів;

до 5 м – 2,

от 6 до 7,5 м – 3,

от 7 до 9,5 – 4,

от 9,5 до 12 – 5,

от 10,5 и выше – 6.

Друга цифра вказує на тип автомобіля (тип кузова) ДТЗ:

легковий автомобіль позначається цифрою 1,

автобус – 2,

вантажний бортовий автомобіль або пікап – 3,

седельний тягач – 4,

самоскид – 5,  
цистерна – 6,  
фургон – 7,  
цифра 8 резерв,  
спеціальні ДТЗ – 9.

Для причепів і напівпричепів друга цифра означає тип причепного з'єднання у відповідності з типом автомобіля, тобто. 1 – причеп для легкового автомобіля, 2 – пасажирський причеп до автобусу і т.ін.

Третя і четверта цифри індексів вказують на порядковий номер моделі.

П'ята говорить про те, що це не базова модель, а модифікація.

Шоста цифра вказує на вид виконання:

для холодного клімату – 1,

експортне виконання – 6,

експортне виконання для тропічного клімату – 7.

Деякі ДТЗ мають у своєму позначенні через тире приставку 01, 03, 04 і т.п., що вказує на те, що модель або модифікація являється перехідною або має якісь додаткові комплектації.

Основні технічні характеристики дорожно-транспортних засобів:

- Колісна формула. Для всіх автомобілів основна колісна формула складається з двох цифр, розділених знаком множення, де перша цифра – загальне число коліс, а друга - число ведучих коліс (двоскатні колеса рахують за одне колесо). Виключення становлять передньопривідні автомобілі і автопотяги з одновісними тягачами, де перша цифра - число ведучих коліс, а друга – загальне число коліс.

Для легкових автомобілів, вантажопасажирських і малотонажних вантажних, створених на базі агрегатів легкових, застосовуються формули 4x2, 4x4, 2x4. Для вантажних автомобілів і автобусів в основну колісну формулу введена третя цифра «2» або «1», відокремлена від другої цифри точкою «2» вказує, що провідна задня вісь (осі, візок) має двоскатну ошиновку, а цифра «1» вказує, що всі колеса односкатні, таким чином, для двовісних вантажних автомобілів і автобусів застосовуються формули 4x2.2; 4x2,1: 4x4.2 і 4x4.1. Для тривісних — 6x4.2; 6x4.1; 6x6.1; 6x6.2; 6x2.2 і 6x2.1. Для чотиривісних - 8x4.2; 8x4.1; 8x8.2 і 8x8.1 зчленованих вантажних автопотягів з одноосними тягачами – 2x6.2 і 2x6.1. Для зчленованих автобусів у формулу введена четверта цифра «1» або «2», відокремлена від третьої цифри крапкою. Цифра «1» означає, що вісь причіпної частини автобуса має односкатну ошиновку, «2» - двоскатну. Для зчленованих автобусів застосовуються формули 6x6.2.1 і 6x2.2.2.

- Пасажиромісткість (число місць). У число місць легкових автомобілів або вантажних включено місце водія. У автобусах в число місць для сидячих пасажирів не включені місця обслуговуючого персоналу - гіда і ін. Місткість автобусів приведена як сума числа місць для сидячих пасажирів і числа місць для пасажирів, що стоять, з розрахунку 0.2 вільної площі



підлоги на одного пасажирів, що стоїть (5 чол. на 1 м<sup>2</sup> - номінальна місткість і 0.125 м<sup>2</sup> (8 чол. на 1 м<sup>2</sup>) - гранична місткість.

Номінальна місткість автобусів - місткість, характерна для умов експлуатації в міжпіковий час. Гранична місткість - місткість автобусів в годинни «пік». Розрахункові маси пасажирів (на одну людину), обслуговуючого персоналу і багажу. Для легкових автомобілів — 80 кг (70 кг + 10 кг багаж). Для автобусів: міського — 68 кг; приміського — 71 кг (68+3 кг багаж); сільського (місцевого) — 81 кг (68+13 кг багаж); міжміського — 91 кг (65+23 кг багаж). Обслуговуючий персонал автобусів (водій, гід, кондуктор і ін.) і пасажирів в кабіні вантажного автомобіля — 75 кг Маса багажника з вантажем, встановленого на даху легкових автомобілів в повну масу включається при відповідному скороченні числа пасажирів. Вантажопідйомність. Визначається як маса вантажу, що перевозиться, без маси водія і пасажирів в кабіні.

Споряджена маса автомобіля, причепа, напівпричепа визначається як маса повністю заправленого (паливом, мастилами, рідиною, що охолоджує, і ін.) і укомплектованого запасним колесом, інструментом і т.з., але без вантажу або пасажирів, водія, іншого обслуговуючого персоналу і їх багажу.

Повна маса дорожнього транспортного засобу складається із спорядженої маси, маси вантажу (по вантажопідйомності) або пасажирів (по числу місць), їх багажу, водія і іншого обслуговуючого персоналу.

Повна маса автобусів (міських і приміських) визначається окремо для номінальної і граничною вмістимостей.

Повна маса автопотягів: для причіпного потяга — сума повних мас тягача і причепа; для сідельного — сума спорядженої маси тягача, маси персоналу в кабіні і повної маси напівпричепа.

Допустима повна маса (конструктивна) — сума осьових мас, що допускаються конструкцією автотранспортного засобу.

Максимальна швидкість, час розгону, подоланий підйом, дорога вибігання і гальмівна дорога. Ці параметри приведені для автомобіля повної маси і для сідельних тягачів, що працюють у складі автопотяга повної маси. Виняток становить максимальна швидкість і час розгону легкових автомобілів, в яких ці параметри даються для автомобіля з водієм і одним пасажиром.

Габаритна і вантажна висота, висота сідельно-зчіпного пристрою, рівень підлоги, висота підніжок автобусів. Приведені для споряджених ДТЗ.

База дорожньо-транспортного засобу для двовісних автомобілів і причепів - відстань між центрами передньою і задньою осей, багатоосних ДТЗ - це відстань між всіма осями через знак «плюс», починаючи з першої осі. Для одноосних напівпричепів — відстань від шворні до центру осі. Для багатоосних напівпричепів додатково вказується база візка (візків).

Гальмівний шлях. Шлях при випробуваннях типу «Нуль» (перевірка при холодних гальмах з повним навантаженням).

Контрольна витрата палива. Цей параметр служить для перевірки технічного стану ДТЗ і не є нормою витрати палива. Визначається для ДТЗ повної маси на горизонтальній ділянці дороги з твердим рівним покриттям при сталому русі з вказаною швидкістю. Режим «міський цикл» (імітація міського руху) проводиться по спеціальній методиці (ГОСТ 20306-90 «Паливна економічність ДТЗ. Номенклатура показників і методи випробувань»).

Потужність і крутний момент двигуна. Приведені по ГОСТ 14846-81 в комплектації «брутто» (без навісного устаткування) або «нетто» {двигун з устаткуванням, що встановлюється на автомобіль) - наголошується особливо для кожної конкретної моделі. (Для довідки: 1 кВт=1.36л.с: 1 Нм=0,098 кгсм).

Тиск в шинах. Для легкових автомобілів, малотоннажних вантажних і автобусів, виготовлених на базі агрегатів легкових і причепів до них допускається відхилення від вказаного на  $\pm 0,1$  кгс/м<sup>2</sup>, для вантажних автомобілів, автобусів і причіпного складу до них - на  $\pm 0,2$  кгс/см .

Кут вільного повороту рульового колеса (люфт) при положенні коліс для руху по прямій. Для рульових управлінь з підсилювачами — при працюючому двигуні на малих оборотах холостого ходу.

Радіус повороту. Приведений по осі сліду зовнішнього (відносно центру повороту) переднього колеса, в також зовнішній габаритний.

Координати центру тяжіння ДТЗ при спорядженому стані.

Дорожні просвіти. Нижчі точки під передніми і задніми мостами.

Відстань від подушки сидіння до внутрішньої оббивки стелі легкових автомобілів. Заміряється в прогнутому стані подушки під дією маси тривимірного манекена (75,6 кг) за допомогою висувного щупа манекена (ГОСТ 20304-85).

Ремені безпеки. Всі легкові автомобілі, що випускаються, обладнані ременями безпеки передніх і задніх сидінь. У автобусах і вантажних автомобілях наявність їх вказується для кожної конкретної моделі особливо.

Лабораторне устаткування

1) Автомобілі BMW, ГАЗ-53А. 2) Рулетка 10 м.

Порядок виконання експериментальних досліджень:

1) На автомобілі за завданням викладача визначити місце знаходження двигуна, трансмісії, ходової частини, рульового управління, гальмівної системи і панелі управління.

2) Зробити ескізи розташування основних вузлів заданого автомобіля.

3) Провести виміри наступних статичних параметрів: габаритні розміри, базу, колію передніх і задніх коліс, радіус шин, дорожній просвіт.

4) Користуючись довідковою літературою скласти технічну характеристику заданого автомобіля.

Вміст звіту

- 1) Ескіз автомобіля з вказівкою розташування основних вузлів автомобіля і вимірних геометричних розмірів.
- 2) Технічна характеристика автомобіля.

Контрольні питання

- 1) Перерахувати основні вузли автомобіля і місця розташування їх на заданому автомобілі.
- 2) Перерахувати переваги і недоліки даної даної компоувальної схеми автомобіля.
- 3) Дати визначення технічних характеристик автомобіля.
- 4) Перерахувати основні розмірні параметри автомобіля.
- 5) Класифікувати ДТЗ по наданому індексу.

### Лабораторна робота 3.

#### Визначення розрахункових радіусів коліс автомобіля

**Мета роботи:** Навчитися експериментально і розрахунком визначати розрахункові радіуси коліс автомобіля.

**Використовуване обладнання:** Автомобільна шина, стрілочний динамометр, металева рулетка, схил, крейда.

**Загальні відомості:** При розрахунках показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля використовують різні значення радіусу еластичного колеса, які пов'язані з процесом його кочення, що вимагає дослідження й аналізу вказаного процесу.

Пневматична шина є оболонкою, наповненою стисненим повітрям. При коченні колеса по дорозі відбувається деформація цієї оболонки і прослизання елементів протектора відносно поверхні дороги.

Розмір автомобільного колеса у вільному, ненавантаженому стані характеризується вільним радіусом  $r_B$ . Вільний радіус колеса - половина зовнішнього діаметра  $D_H$ , який визначають його виміром за відсутності контакту з дорогою. Він залежить від тиску повітря в шині і, як правило, зростає з його збільшенням.

Значення зовнішнього діаметра колеса при номінальному тиску повітря в шині вказується в стандартах або каталогах.

При дії на колесо вертикального навантаження частина шини деформується. При цьому відстань від осі колеса до опорної поверхні стає менше вільного радіусу.

Відстань, заміряна у нерухомого колеса, називається статичним радіусом  $r_c$ . Статичний радіус при номінальних навантаженнях і тиску повітря в шинах також вказують в їх характеристиках. При номінальних навантаженні і тиску прогин шини складає 13 ... 20% від висоти профілю. Статичний радіус при відомих конструктивних параметрах шин можна знаходити із співвідношення:

$$r_c = 0,5 d + \lambda z \cdot H, \quad (3.1) \text{ де } d - \text{ посадковий}$$

діаметр ободу шини;  $\lambda z$  – коефіцієнт вертикальної деформації, що залежить від типу шин; для тороїдних шин  $\lambda z = 0,85 \dots 0,87$ ; для шин з регульованим тиском і апроч – них  $\lambda z = 0,8 \dots 0,85$ ;  $H$  - висота профілю шини.

При коченні навантаженого колеса відстань між віссю колеса і опорною поверхнею змінюється. Цю відстань називають динамічним радіусом  $r_d$ . При коченні колеса по твердій поверхні з малою швидкістю статичний і динамічний його радіуси практично однакові. Тому при наближених розрахунках динамічний радіус часто приймають рівним статичному.

Внаслідок пружного ковзання шини шлях, що проходить колесо за один оберт, виявляється меншим, ніж шлях при ненавантаженому коченні. При зростанні переданого крутного моменту зростає тангенціальна деформація шини і ковзання, а шлях, що проходить колесо за один оберт, зменшується.

У цьому випадку радіус кочення колеса можна представити як радіус умовного недеформованого кільця, яке, котячись без ковзання, здійснить число обертів і пройде шлях, однаковий з реальним колесом.

Радіус кочення колеса є умовною величиною і безпосередньо не пов'язаний з його розмірами. Він визначається як відношення поступальної швидкості колеса до кутової швидкості його обертання:

$$r_k = v_x / \omega_k \quad (3.2)$$

Залежність радіусу кочення від моменту наведено на рисунку 3.1.

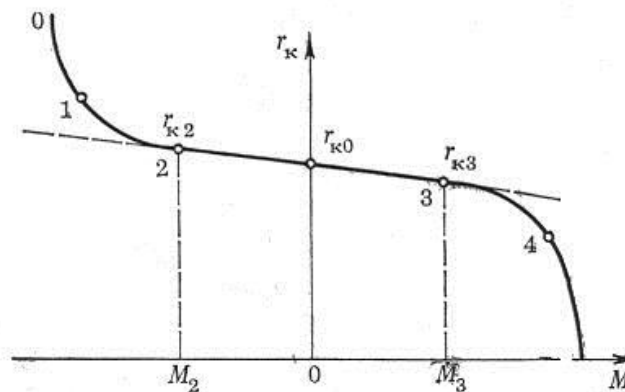


Рисунок 3.1 – Залежність радіусу кочення колеса від крутного моменту

На ділянці 2-3 радіус кочення лінійно залежить від переданого моменту, і його зміна визначається пружним прослизанням колеса.

Акад. Е. А. Чудаков запропонував формулу для знаходження радіуса кочення залежно від переданого колесу моменту:

$$r_k = r_{k0} - \lambda t \cdot M_k \quad (3.3)$$

де  $r_{k0}$  - радіус кочення при нульовому крутному моменті, який відповідає радіусу кочення колеса при введеному режимі;  $\lambda t$  - коефіцієнт тангенціальної еластичності шини, що залежить від типу та конструкції шини; для легкових автомобілів  $\lambda t = 0,0072 \dots 0,0090$  мм/Н·м.

На ділянках 1-2 і 3-4 зміна радіуса кочення визначається як пружним прослизанням, так і ковзанням колеса. Пунктирною лінією на графіку показано, як змінювався б радіус кочення за відсутності ковзання.

Якщо на ділянках 1-2 і 3-4 радіус кочення визначати також за формулою Е. А. Чудакова, то у цьому випадку його називають радіусом кочення без ковзання і позначають  $r_0$ . На ділянках 0-1 і 4-5 відбувається повне ковзання елементів шини відносно опорної поверхні. Точка 5 відповідає буксуючому колесу при нерухомому автомобілі, а точка 0 – колесу, що рухається юзом.

Експериментально радіус кочення знаходять шляхом визначення числа обертів колеса  $N$  на відрізку шляху  $s$  при заданому режимі руху:

$$r_k = s / (2 \pi N) \quad (3.4)$$

Порядок виконання роботи

Лабораторна робота складається з двох частин. Перша частина присвячена вивченню визначення радіусів колеса і їх залежності від експлуатаційних і конструктивних факторів. Друга частина – експериментально-розрахункова. На конкретному прикладі кожному студенту пропонується визначити експериментально і розрахувати радіуси певного еластичного колеса.

**Визначення моменту опору коченню колеса** Шина деформується під дією нормальної складової навантаження на колесо. Площа контакту її з дорогою збільшується до тих пір, поки не наступить рівновага між нормальною реакцією дороги і навантаженням.

У нерухомої шини контактна поверхня має форму, близьку до еліпсу, велика вісь якого знаходиться в площині симетрії шини.

Розподілення тиску по площі контактної поверхні нерівномірне, воно приблизно пропорційно деформації шини. Характерні епюри тиску під нерухомою і рухомою шинами показано на рисунку 3.2, а на рисунку 3.3 – деформація елементів шини.

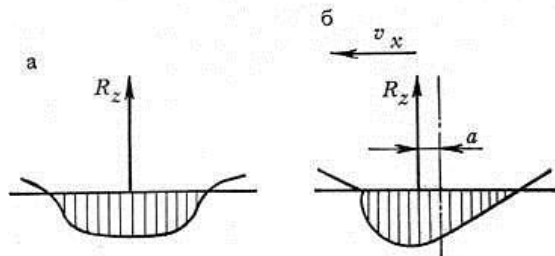


Рисунок 3.2 – Епюри тисків: а –нерухома шина; б – котиться.

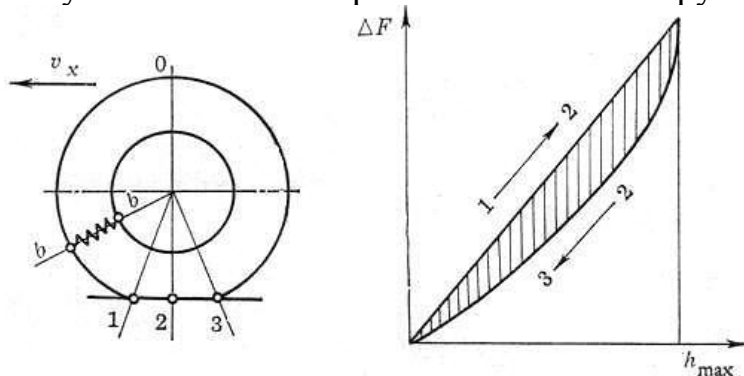


Рисунок 3.3 – Деформація елементів шини при коченні. При русі автомобіля кожен елемент профілю шини деформується.

Наприклад, елемент  $bb$  (рисунок 3.3), піддається повному циклу навантажування і розвантажування. При цьому навантажування (деформування) елементів шини відбувається в зоні півкола 0-1-2, а відновлення форми – півкола 2-3-0. Найбільш інтенсивне деформування та відновлення відбуваються в зонах півкіл 1-2 і 2-3 відповідно.

При переміщенні елемента шини від точки 1 до точки 2 збільшується його деформація і, отже, сприйняття ним навантаження.

Залежність навантаження  $\Delta F$ , що передається на елемент, від його деформації представлено на графіку рисунку 3.3 (лінія 1-2).

При переміщенні елемента від точки 2 до точки 3 відбувається зменшення деформації (зменшення навантаження, що припадає на елемент). На графіку лінія, що характеризує залежність  $\Delta F = f(h)$  внаслідок немінучих гістерезисних втрат пройде нижче лінії, що показує ту ж залежність при збільшенні деформації (лінія 2-3).

Площа, розташована між лініями навантажування і розвантажування, пропорційна втратам енергії на деформацію елемента шини при одному оберті колеса.

Внаслідок того, що при однакових прогинах в зонах збільшування та зменшування деформації на елементи шини припадає різне навантаження, епюра тисків для колеса, що котиться, виявляється несиметричною щодо середини контактної поверхні: у передній частині контактної поверхні тиск буде більшим, ніж в задній. Тому рівнодійна нормальних реакцій зміщена на відстань  $a$  від середини контактної поверхні (див. рисунок 3.2). За рахунок цього зміщення створюється момент відносно осі колеса:

$$M_f = a \cdot R_z, \quad (3.5)$$

де  $R_z$  - нормальна до опорної поверхні складова реакції дороги. Цей момент перешкоджає коченню колеса. Тому його називають моментом опору коченню колеса.

Звичайно замість моменту опору кочення колеса розглядають силу опору коченню колеса:

$$F_f = M_f / r_0 = a \cdot R_z / r_0 = f \cdot R_z, \quad (3.6)$$

де  $f = a / r_0$  - коефіцієнт опору коченню колеса.

На коефіцієнт опору коченню впливають: тип покриття дороги та її стан; швидкість руху автомобіля; тиск повітря в шинах; температура шини; навантаження на колесо; його розміри; конструктивні особливості шини.

Як правило, коефіцієнт  $f$  при збільшенні  $v$  зростає. На рисунку 3.4 наведено графіки залежності коефіцієнта  $f$  від швидкості руху автомобіля  $v$  і тиску в шинах.

Існують емпіричні формули, які дозволяють наближено визначати коефіцієнт  $f$  при різних швидкостях руху; найбільш зручною є формула:

$$f = f_0 + kfv^2, \quad (3.7)$$

де  $f_0$  - коефіцієнт опору при малій швидкості (до 5 м/с);

$kf$  - коефіцієнт пропорційності ( $c^2/m^2$ ).

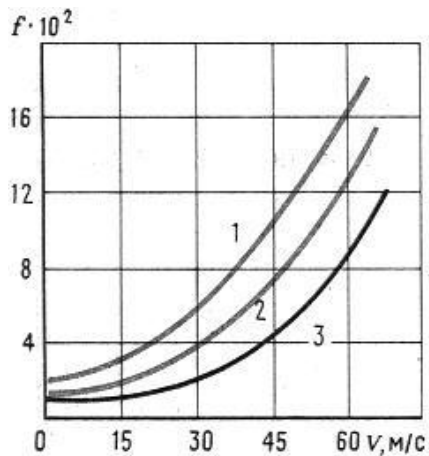


Рисунок 3.4 – Залежність коефіцієнта опору коченню від швидкості руху автомобіля при різних значеннях тиску в шинах:

1, 2, 3 – відповідно 15, 25, 30 МПа

У тих випадках, коли дійсне значення  $k_f$  невідомого, рекомендується приймати  $k_f = 7 \cdot 10^{-6}$ ,  $\text{с}^2/\text{м}^2$ .

При збільшенні температури шини її опір коченню знижується за рахунок зменшення гістерезисних втрат в гумі і в результаті підвищення внутрішнього тиску повітря (рисунок 3.5).

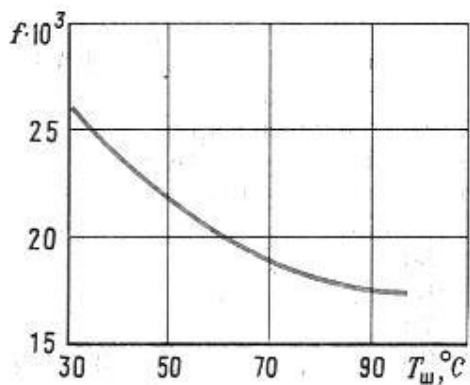


Рисунок 3,5 – Залежність коефіцієнта опору коченню від температури шини

Наведені в літературі значення  $f$  відносяться звичайно до повністю прогрітої шини. Коефіцієнт  $f$  на різних дорогах в різній мірі залежить від тиску в шинах  $p_v$ , про що свідчать графіки, які наведено на рисунку 3.6. На дорогах з твердим покриттям він зменшується зі збільшенням тиску  $p_v$ . Надмірний тиск  $p_v$  в результаті зростання динамічних навантажень при взаємодії колеса з нерівностями дороги може привести до деякого зростання коефіцієнта  $f$ .

Якщо рух відбувається по деформівних дорогах, при зменшенні тиску  $p_v$  збільшуються втрати, пов'язані з деформацією шини, але зменшуються втрати, пов'язані з деформацією дороги. Можна підібрати такий тиск  $p_v$  шині, при якому опір коченню буде мінімальним (рисунок 3.6).



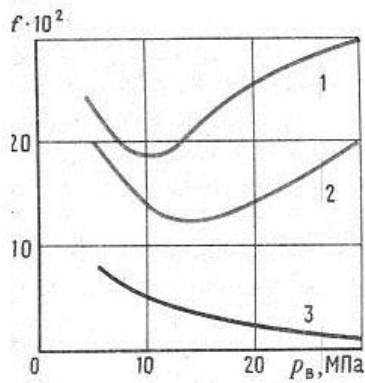


Рисунок 3.6 – Залежність коефіцієнта опору коченню від тиску в шині і опірної поверхні: 1 – пісок; 2 – пахане поле; 3 – асфальт

При незмінному тиску  $p_v$  збільшення навантаження на колесо  $P_z$  призводить до зростання коефіцієнта  $f$ . На дорогах з твердим покриттям при зміні навантаження в межах 80 ... 110% від номінального збільшення коефіцієнта  $f$  несуттєво. При перевищенні навантаження на 20% від номінального значення коефіцієнта зростає приблизно на 5%, а при подальшому перевантаженні – більш інтенсивно. Сильно зростає коефіцієнт  $f$  зі збільшенням навантаження  $P_z$  на деформівній опірній поверхні.

Внутрішня будова каркаса шини впливає на коефіцієнт опору коченню. При  $v < 30 \dots 35$  м/с найменший опір коченню мають радіальні шини (коефіцієнт  $f$  у них менше, ніж у діагональних на 15 ... 20%). У міру зношування перевага радіальних шин у порівнянні з діагональними зменшується.

Збільшення діаметра колеса призводить до зменшення коефіцієнта  $f$ . На рівних дорогах з твердим покриттям зменшення невелике. Чим більше розміри і кількість нерівностей на дорозі і чим більше на таких дорогах швидкість руху, тим більший вплив діаметра колеса на коефіцієнт  $f$ . Особливо сильно знижується коефіцієнт  $f$  на деформівних опорних поверхнях.

Збільшення ширини колеса на дорогах з твердим покриттям незначно збільшує коефіцієнт  $f$ , а на деформівних опорних поверхнях істотно знижує. Вдосконалення якості гуми дозволяє значно знизити опір коченню.

#### Радіуси еластичного колеса

Для вимірювань і розрахунку вибираємо автомобіль ВАЗ 2108 з шинами 175/70 R13.

Максимальний крутний момент на колінчастому валу двигуна:  $M_{\text{кmax}} = 94$  Н·м при 3500 хв-1.

Передавальні числа коробки передач на ступені:

1-й – 3,63; 2-й – 1,95; 3-й – 1,35; 4-й – 0,94; 5-й – 0,78.

Передавальне число головної передачі  $i_0 = 3,9$ . ККД трансмісії  $\eta_T = 0,92$ .

Коефіцієнт корекції  $K_p = 0,95$ . Кількість головних коліс  $n_k = 2$ .

Коефіцієнт тангенціальної еластичності шини для легкових автомобілів  
 $\lambda t = 0,0072 \dots 0,0090$  мм/Н·м.

При визначенні характерних параметрів шини автомобіля ВАЗ необхідно користуватись наведеним нижче прикладом.

Приклад маркування шини: 195-60 R14 93 H

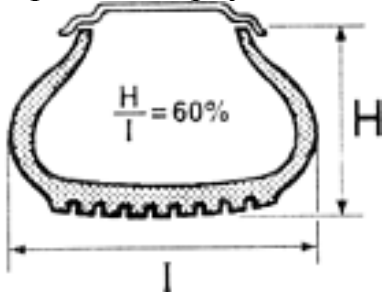


Рисунок 3.7 – Схема профілю шини

195 - ширина профілю "I" в мм; 60 – відношення висоти профілю "H" до ширини профілю "I" в %; R – радіальне розташування ниток корду; 14 – посадковий діаметр (d) шини в дюймах (2,54 см); 93 - індекс навантаження (якщо 93, то 6500 Н); H - символ максимальної швидкості (якщо H, то 210 км/год).

Характерні розміри колеса і шини розраховують у такий спосіб. Діаметр диску (посадковий діаметр шини): 14 дюймів  $\cdot 2,54$  см = 35,56 см; Висота резинової шини (2·H):  $(195 \cdot 60 : 100) \cdot 2 = 117 \cdot 2 = 234$  мм = 23,40 см;

Зовнішній діаметр резинової шини дорівнює:  $35,56 + 23,40 = 58,96$  см, Довжина зовнішнього кола шини дорівнює:  $58,96 \cdot 3,14 = 185,13$  см.

При виконанні лабораторної роботи необхідно шляхом замірів у декількох площинах визначити вільний радіус гв.

Значення  $g_c$  при максимальному припустимому навантаженні (частина повної ваги автомобіля, що припадає на ведучі колеса ділиться на кількість ведучих коліс) стандартизовані [3]. Приблизно  $g_c$  можна визначити за формулою (1).

Перевірку отриманого значення  $g_c$  здійснюють повільно переміщуючи повністю завантажений автомобіль так, щоб ведучі колеса зробили певну кількість обертів, заміряють при цьому рулеткою пройдений автомобілем шлях і проводять розрахунки за формулою (4).

За відсутності ковзання приймають  $r_k = r_d$ . Оскільки радіус кочення при русі автомобіля не є сталою величиною, то при розрахунках для визначення  $r_k$  користуються наближеною формулою:

$$r_k = 0,0127 \cdot d + 0,00085 \cdot I_{\text{м}} \quad (3.8)$$

де d – посадковий діаметр ободу колеса в дюймах;

I – ширина профілю шини в мм.

Радіуси  $r_k = r_d$  в необхідно визначати для кожного ведучого колеса з урахуванням максимального переданого моменту колесу на кожній (к-тій) передачі, який визначають за формулою:

$$M_k = \frac{M_{k \max} \cdot i_{ki} \cdot i_0 \cdot \eta_T \cdot K_p}{n_k},$$

(3.9)

де  $M_{k \max}$  – максимальний крутний момент колінчатого вала двигуна, кВт;

$i_{ki}$  – передавальне число коробки передач на  $i$ -й передачі;

$i_0$  – передавальне число головної передачі;

$\eta_T$  – ККД трансмісії;

$K_p$  – коефіцієнт корекції зовнішньої швидкісної характеристики двигуна; приймають  $K_p=0,95$ ;

$n_k$  – кількість ведучих коліс.

За формулою (3) розраховуються значення кінематичного радіусу для кожної з передач КПП.

Результати заносять в т, зразок якої наведено нижче (таблиця 1).

Таблиця 1 – Результати визначення радіусів еластичних коліс автомобіля ВАЗ 2108

Показники	Мк1	Мк2	Мк3	Мк4	Мк5
гс, м					
гк = гд, м					

Для значення  $f_0=0,016$  за формулою (7) для швидкості руху автомобіля  $V=162$  км/год визнати значення тиску опору коченню.

Далі, використовуючи отриманий результат  $f$ , графіки, які наведено на рисунках 3.4, 3.5, 3.6, для значень тиску в шинах  $p_v=20$  МПа, температури шин  $T_{ш}=50$  0С і руху автомобіля по асфальту визначити коефіцієнт опору кочення.

Вимоги до звіту:

Звіт по лабораторній роботі повинен містити:

- ввідну частину, в якій розкривається мета роботи, загальні відомості про шини, коротко викладається послідовність виконання лабораторної роботи;

- основну частину, що містить схеми автомобільних шин, методику проведення лабораторної роботи, розрахунковий матеріал;

- завершальну частину, що включає аналіз і узагальнення отриманих результатів, формулювання висновків.

Кожен студент оформляє звіт по лабораторній роботі індивідуально.

Контрольні питання:

1. Дайте характеристику радіусам шини, необхідним для дослідження тягових властивостей автомобіля.

2. Як розподіляється тиск шини по опорній поверхні за відсутності руху і під час руху автомобіля?

3. За якою формулою визначається статичний радіус колеса?

4. Охарактеризуйте розміри шин, що наносяться при їх маркуванні.
- 5.Що собою представляють вільний і динамічний радіуси шини?

## Лабораторна робота № 4

### Визначення положення центра мас автомобіля

**Мета роботи:** Навчитися експериментально визначати координати центра мас автомобіля.

**Використовуване обладнання:** Автомобіль, стрілочний динамометр, металева рулетка, схил, крейда.

**Загальні відомості.** Положення центра мас по довжині визначається у двоосного автомобіля з відстанями  $a$  і  $b$  до геометричних осей обертання відповідно переднього і заднього мостів. Ці осі будемо називати передній і задній осями автомобіля. У тривісного автомобіля  $b$  - відстань від центра мас до осі балансиру заднього візка. Відстань  $a + b = L$  називають базою автомобіля.

Значення  $a$  і  $b$  можуть бути визначені для конкретного автомобілів за даними технічної характеристики. Там же, як правило, приводиться висота розташування центра мас  $h_c$ . Положення центра мас можна визначити і експериментально за допомогою талі та кранових ваг (рисунок 4.1.) або за схемою (рисунок 4.2). Порядок виконання роботи. Відстань  $b$  визначають з рівняння моментів відносно точки опори  $C$  при горизонтальному розташуванні автомобіля, підвішеного за передню частину:

$$b = P_1 L_1 / G \quad (4.1)$$

де  $P_1$  – показання динамометра;  $G$  – вага автомобіля;  $L_1$  - відстань по горизонталі між проекціями на опорну поверхню точки опори і точки підвісу.

Для визначення вертикальної координати центру мас  $h_c$  передню частину автомобіля піднімають на деяку висоту. Кут підйому дуже малим вибирати не слід, оскільки при цьому знижується точність вимірювань. Координату  $h_c$  визначають з рівняння моментів відносно точки  $C$  перетину перпендикуляра  $OC$  до опорної поверхні, що проходить через точку опори, і лінії, що проходить через точку підвісу паралельно опорній поверхні:

$$bG \cos \alpha - h_1 G \sin \alpha = L_1 P_2 \cos \alpha, \quad (4.2)$$

звідки

$$h_1 = \operatorname{ctg} \alpha (b - P_2 L_1 / G), \quad (4.3)$$

де  $\alpha$  - кут підйому автомобіля над горизонтальною площиною,  $\operatorname{ctg} \alpha = L_2 / h_{\text{под}}$ ;  $P_2$  - показання динамометра;  $L_2$  - відстань по горизонталі між проекціями на опорну поверхню точки опори і точки підвісу;  $h_1$  - проекція відстані від центру ваги до точки підвісу на площину, перпендикулярну площині руху.

Координату  $h_c$  визначаємо з рівності:

$$h_c = h_1 + h_2 \quad (4.4)$$

де  $h_2$  - відстань від точки підвісу до опорної поверхні.

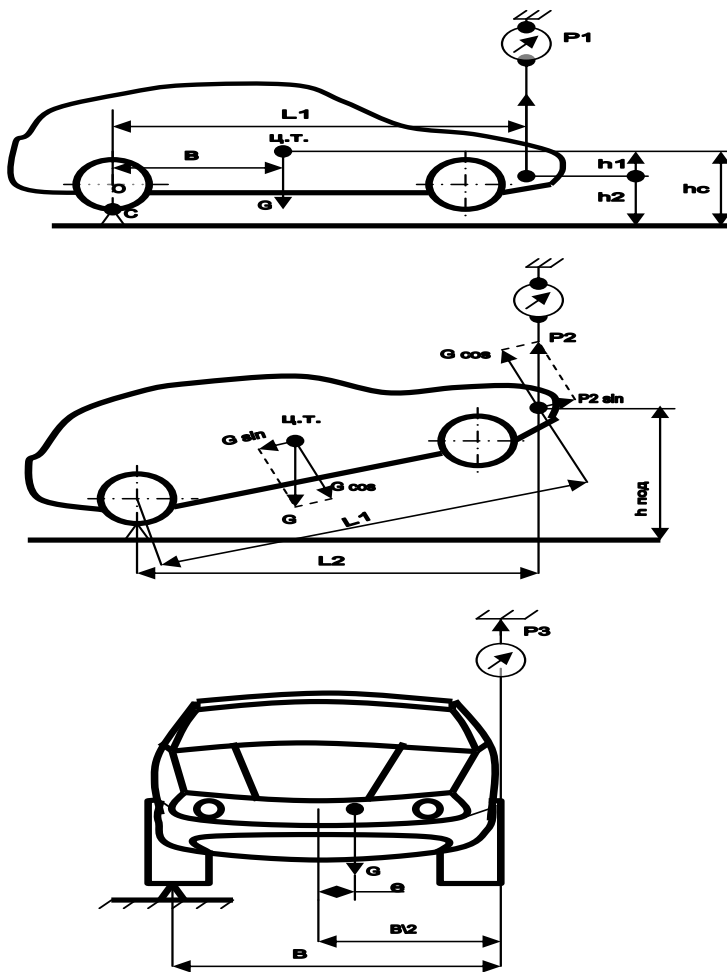


Рисунок 4.1– Схеми проведення дослідів з визначення координат центру мас автомобіля Третю координату центру мас «е» визначають по вазі, що припадає на опору Д кожної зі сторін, за рівнянням моментів відносно точки опору Д:  $P_3 B = G (0,5 B - e)$ , звідки:

$$e = (0,5 G - P_3) B / G. \quad (4.5)$$

Обробка результатів вимірювань.

Визначення положення центра мас автомобіля розрахунковим способом  
Власна маса автомобіля  $M_0$  – його маса у спорядженому стані без навантаження ( складається із сухої маси автомобіля та маси палива, охолодної рідини, запасного колеса ( коліс), інструмента, обов'язкового обладнання). При проектуванні її визначають, орієнтуючись на існуючі однотипні конструкції.

Для вантажного автомобіля при цьому виходять із маси вантажу  $M_v$ , що перевозиться автомобілем, і обчислюють власну масу як [1]:

$$M_0 = q \cdot M_v \quad (4.6)$$

де  $q$  – коефіцієнт тари.

Для вантажних автомобілів з колісними формулами 4x2 та 6x4 коефіцієнт  $q$  можна визначити за наведеними нижче формулами, отриманими шляхом статистичної обробки параметрів мас існуючих автомобілів. При використанні такого роду залежностей необхідно враховувати динаміку зміни  $q$  за декілька попередніх років, відмінність

умов експлуатації та інші фактори, які можуть вплинути на вибір власної маси.

Для визначення коефіцієнта тари використовують поліномами п'ятого або четвертого степеня:

$$q = 1,613 - 5,565 \cdot 10^{-4} \cdot M_B + 1,398 \cdot 10^{-7} \cdot M_{2B} - 1,800 \cdot 10^{-11} \cdot M_{3B} + \\ + 1,145 \cdot 10^{-15} \cdot M_{4B} - 2,852 \cdot 10^{-20} \cdot M_{5B} ; \quad (4.7)$$

$$q = 1,529 - 4,317 \cdot 10^{-4} \cdot M_B + 8,261 \cdot 10^{-8} \cdot M_{2B} - 7,034 \cdot 10^{-12} \cdot M_{3B} \\ + 2,187 \cdot 10^{-16} \cdot M_{4B}. \quad (4.8)$$

Для повноприводних вантажних автомобілів з колісною формулою 4x4 коефіцієнт тари можна приймати  $q = 1,6 \dots 1,7$ , з колісною формулою 6X6 –  $q = 1,4 \dots 1,5$ , з колісною формулою 8X8  $q = 1,3 \dots 1,4$ .

При визначенні власної маси легкового автомобіля беруть до уваги кількість пасажирів.

Повна маса  $M_a$  автомобіля становить

$$M_a = M_o + M_B + M_p, \quad (4.9)$$

де  $M_p$  – маса пасажирів (разом з водієм). При розрахунках вважають, що маса однієї людини дорівнює 75 кг.

Для легкового автомобіля приймають масу вантажу  $M_B = 50$  кг, для приміського та міжміського автобуса із розрахунку по 10 кг на одного пасажера. При розробці міського автобуса масу вантажу не враховують.

Орієнтовні значення повної маси автомобілів і автобусів залежно від їх призначення і кількості осей наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Допустимі повні маси автомобілів, автопоїздів, автобусів

Тип автотранспортного засобу	Повна маса, т, не більше					
	Україна		Білорусь **		Угода ***	Директива ** *
	група А*	група Б*	група А*	група Б*		
Автомобілі :						
- двовісні	18	12	18	12	18	18
- тривісні	24	16	24	16	24	25
- чотиривісні	32	22	32	23	32	32
Автопоїзди причіпні:						
- тривісні	26	18	28	18	-	-
- чотиривісні	36	24	36	24	36	36
- п'яти і більше вісні	38	28	38	28,5	42	40
	*****					

Автопоїзди сідельні:	26	18	28	18	-	-
- тривісні	36	23	36	24	36	-
- чотиривісні	38	28	38	28,5	38	40
- п'яти і більше вісні	40 *****	-	-	-	-	44
Автобуси :						
- двовісні	19	13	18	-	18	18
- тривісні	25	-	24	-	24	28
зчленовані :						
- тривісні	29	-	28	-	28	-
- чот ривісні	30	-	28	-	28	-

\* До групи А відносяться транспортні засоби, призначені для експлуатації на автомобільних дорогах з капітальними типами покриттів і міських дорогах, проїзна частина та штучні споруди яких розраховані на пропуск транспортних засобів цієї групи;

до групи Б – транспортні засоби, що можуть експлуатуватися на всій мережі автомобільних доріг.

\*\* Постанова Ради Міністрів Республіки Білорусь від 07.04.2004 р. № 381.

\*\*\* Угода про маси і габарити транспортних засобів держав-учасниць Співдружності Незалежних Держав.

\*\*\*\* Директива 96/ 53/ЕС Європейського Парламенту і Ради від 09.03.2002 р

\*\*\*\*\* Для автотранспортних засобів, що рухаються по маршрутах, перелік яких затверджують Центральні органи виконавчої влади в установленому законодавством порядку.

Визначення навантаження на осі автомобіля

Навантаження на кожну з осей автомобіля визначають, виходячи з того, що в існуючих конструкціях навантаження на ведучі осі залежить від компоновки автомобіля (рис. 4.2) і становить:



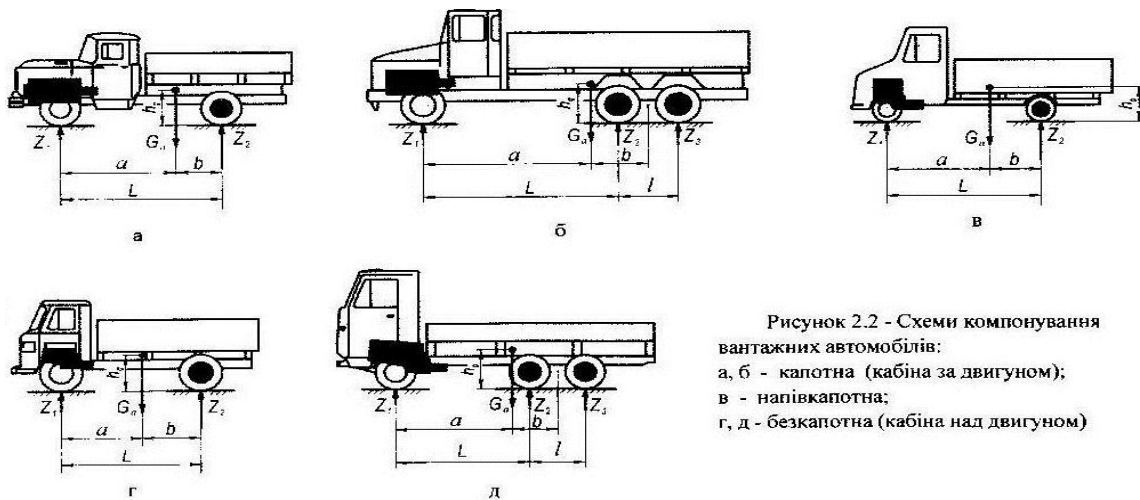


Рисунок 2.2 - Схеми компоновання вантажних автомобілів:  
 а, б - капотна (кабіна за двигуном);  
 в - напівкапотна;  
 г, д - безкапотна (кабіна над двигуном)

Рисунок 4.2 – Компоновочні схеми автомобілів

- у двовісних вантажних автомобілів з кабіною за двигуном (рис.4.2а), а також у автобусів капотного компоновання на шасі вантажних автомобілів

$$G_2 = (0,70 \dots 0,75) G_a ;$$

- у двовісних вантажних автомобілів з кабіною над двигуном та зі здвоєними колесами задньої осі (рис.4.2 г), а також у двовісних автобусів вагонного компоновання :

$$G_2 = (0,65 \dots 0,70) G_a ;$$

- у двовісних вантажних автомобілів з кабіною над двигуном та з одинарними колесами задньої осі ( рис. 4.2 г):

$$G_2 = (0,55 \dots 0,60) G_a ;$$

- у двовісних вантажних автомобілів напівкапотного компоновання зі здвоєними колесами задньої осі ( рис.4.2 в), а також автобусів на їх базі :

$$G_2 = (0,67 \dots 0,68) G_a ;$$

- у двовісних вантажних автомобілів напівкапотного компоновання з одинарними колесами задньої осі ( рис.4.2 в), а також автомобілів на їх базі

$$G_2 = (0,56) G_a ;$$

- у тривісних вантажних автомобілів як капотного, так і безкапотного компоновання ( рис.4.2.б, д) зі здвоєними колесами задніх осей :

$$G_2 + G_3 = (0,75 \dots 0,78) G_a ;$$

- у тривісних вантажних автомобілів з колесами задніх осей

$$G_2 + G_3 = (0,68 \dots 0,74) G_a ;$$

- у задньоприводних легкових автомобілів та автобусів на їх базі :

$$G_2 = (0,50 \dots 0,56) G_a ;$$

у передньоприводних легкових автомобілів та автобусів на їх базі :

$$G_1 = (0,51 \dots 0,56) G_a .$$

Тут  $G_a = g \cdot M_a$  – сила тяжіння від повної маси автомобіля, Н;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння;

$G_1$  – навантаження від сили тяжіння від повної маси автомобіля на

передню вісь автомобіля,  $H$  ;

$G_2$  – навантаження від сили тяжіння від повної маси автомобіля на задню вісь двовісного автомобіля або середню вісь тривісного,  $H$  ;

$G_3$  – навантаження від сили тяжіння від повної маси автомобіля на задню вісь тривісного автомобіля,  $H$ .

При балансірній підвісці середнього та заднього мостів тривісних автомобілів навантаження на середню та задню вісь приймають однаковими

$$G_2 = G_3.$$

При проектуванні вантажного автомобіля або автобуса після визначення навантажень на осі може виникнути необхідність уточнення кількості осей згідно з допустимим навантаженнями на осі, передбаченими ДСТУ «Засоби транспортні дорожні. Маса та габарити» (таблиця 4.2).

Таблиця 4.2 – Осьова маса та статичне осьове навантаження коліс однієї осі транспортних засобів на опорну поверхню

Автотранспортні засоби	Осьова маса, т / статичне осьове навантаження, кН, не більше
Вантажні автомобілі зі здвоєними колесами група А група Б	10,0/ 98,8 6,0/58,9
Автобуси і тролейбуси зі здвоєними шинами двовісні та тривісні група А група Б	11,5/112,8 7,0/68,7

Питання для самоперевірки

Що називається центром мас автомобіля?

За якими формулами визначається положення центра мас автомобіля?

Як розподіляється вага автомобіля між його осями?

Що собою представляє коефіцієнт тари і як його визначають?

Назвіть координати, за якими визначається положення центра мас автомобіля.

Охарактеризуйте експериментальний спосіб визначення центра мас автомобіля.

## Лабораторна робота 5

### Дослідження конструкцій поршнів автомобільних двигунів

**Мета роботи:** Ознайомитися з конструкціями поршнів двигунів. Порівняти конструкцію поршнів бензинових двигунів і дизелів, встановлених на стендах, з конструкціями, описаними в теорії автомобілів. Зробити висновок про переваги і недоліки їх конструкцій.

**Забезпечуючі засоби:** стенди з поршнями бензинового і дизельного двигунів, засоби вимірювання розмірів елементів поршнів.

### Порядок виконання роботи

1. Вивчити: - призначення та будову поршнів бензинового двигуна і дизеля; - конструктивні співвідношення розмірів елементів поршнів;
2. Провести виміри: - діаметрів поршнів по колу і висоті;
3. Викреслити: - принципову схему і профіль по колу і висоті поршнів згідно з отриманими результатами вимірів.

### Конструктивний огляд

Поршень. У конструкції поршня виділяють наступні елементи (рисунок 5.1): головку 1 і спідницю 2. Головка включає днище 3, вогневий (жаровий) 4 і ущільнюючий 5 пояси. Спідниця поршня складається з бобишок 6 і направляючої частини.

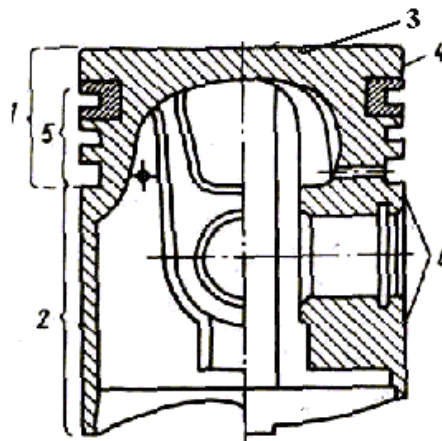
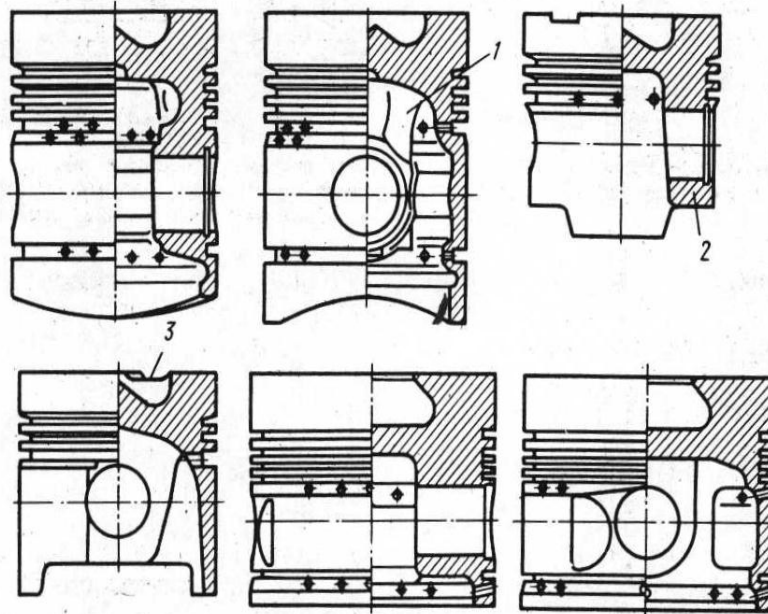


Рисунок 5.1– Основні елементи поршня

На рисунках 5.2 та 5.3 представлено найбільш типові в даний час конструкції поршнів автотракторних двигунів різного типу.



1 - ребра, що з'єднують днище і бобишки поршня, 2 - бобишки зі скошеним внутрішнім торцем, 3 - виріз під клапан

Рисунок 5.2 – Конструкції поршнів дизелів

Теплота підводиться до поршня через голівку, що контактує з в циліндрі двигуна з розігрітими газами, і відводиться в систему охолодження через окремі його елементи в наступному співвідношенні (%): у охолоджувальну стінку циліндра через компресійні кільця – 60 ... 70, через спідницю поршня – 20 ... 30, в систему змащування через внутрішню поверхню днища поршня – 5 ... 10. Конструктивні параметри основних елементів поршня.

При проектуванні поршня використовуються статистичні дані за конструктивними параметрами його елементів, віднесених до діаметру циліндра  $D$  (таблиця 5.1, рисунок 5.3).

Таблиця 5.1 – Співвідношення між розмірами деталей поршневої групи двигуна

Назва параметра	Бензинові двигуни	Дизелі
1	2	3
Висота поршня $H/D$	0,90...1,30	1,20...1,50
Товщина днища поршня $\delta/D$	0,06...0,09	0,14...0,20
Висота жарового поясу $h/D$	0,15...0,20	0,15...0,20

Продовження таблиці 5.1

1	2	3
Висота першої кольцевої перепонки $h_{п1} / D$	0,03...0,05	0,04...0,05
Товщина стінки головки поршня $s/D$	0,05...0,10	0,05...0,10
Висота нижньої частини поршня $h_2/D$	0,41...0,61	0,38...0,50
Висота спідниці поршня $h_{ю}/D$	0,68...0,74	0,62...0,70
Товщина стінки спідниці поршня $\delta_{ю}$ , мм	1,50...4,50	2,00...5,00
Радіальна товщина кільця, $t$ : компресійного $t_k/D$ мастилознімального $t_M/D$	0,040...0,045 0,038...0,043	0,040...0,045 0,038...0,043
Висота кільця $b$ , мм	1,5...4	
Радіальний зазор кільця в канавці поршня $\Delta t$ , мм:		0,70...0,95 0,90...1,10
компресійного мастилознімального	0,70...0,95 0,9...1,10	
Різниця між величинами зазорів замка кільця в свободному і робочому станах $S/t$	2,5...4,0	3,2...4,0
Внутрішній діаметр поршня $d_i$ , мм	$D-2(s+t+\Delta t)$	

#### Порядок виконання роботи

У лабораторії кафедри виконати обміри поршнів для порівняння отриманих даних з табличними. Висота поршня  $H$  визначається в основному висотою головки  $h_g$ . При виборі висоти вогневого поясу  $h$  прагнуть забезпечити розташування верхнього компресійного кільця в межах охолоджуваної частини циліндра при знаходженні поршня у ВМТ.

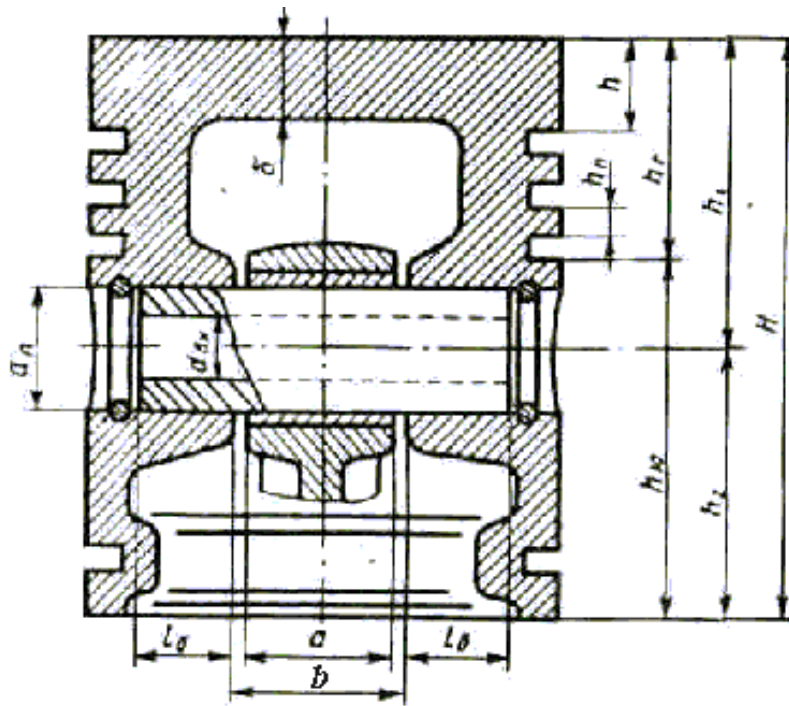


Рисунок 5.3 – Параметри конструктивних елементів поршневої групи

Збільшення  $h$ , що диктуються необхідністю підтримки температури верхньої канавки на рівні нижче температури коксування масла, призводить до зростання теплової навантаженості днища поршня і, отже, до необхідності збільшення монтажного зазору між вогневим поясом і циліндром. Це призводить до зростання шкідливого об'єму між вогневим днищем і циліндром і погіршує, особливо у дизелів, якість робочого процесу, підвищує концентрацію токсичних компонентів у відпрацьованих газах.

Товщину днища поршня  $d$  призначають, виходячи з вимог забезпечення необхідного тепловідведення від елементів головки поршня. Зі збільшенням товщини днища знижується термічний опір конструкції, що призводить до вирівнювання і зниження температури ущільнюючого поясу, поліпшення умов роботи компресійних кілець. З цієї ж причини і з метою обмеження значень локальних градієнтів температур переходи від днища поршня до ущільнюючого поясу і бобишок виконуються масивними, особливо у поршнів дизелів.

З урахуванням характеру розподілу температури по висоті поршня прогрітого двигуна для забезпечення оптимального однакового зазору по висоті ущільнюючого поясу головку поршня по висоті виконують по одній з таких форм: ступінчастою, конічною, змінною по лекальній кривій.

Зразок профілю бочкоподібного поршня по висоті та колу наведено на рисунку 5.4..

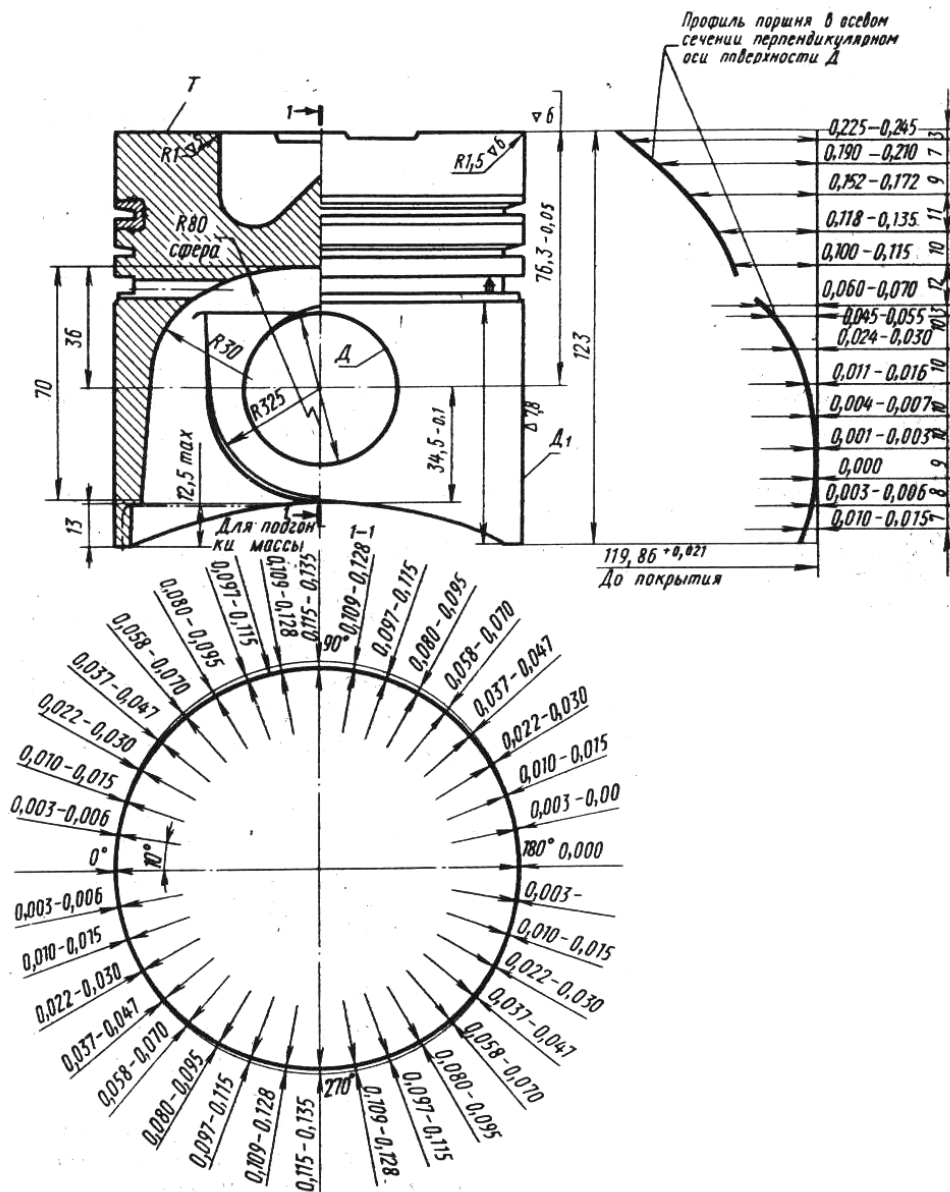


Рисунок 5.4 – Профиль бочкоподобного поршня по высоте та колу

### Завдання

Вивчити основні параметри, що характеризують поршні бензинового двигуна і дизеля, переваги і недоліки, конструктивні особливості різних типів поршнів. Провести вимірювання окремих елементів поршня бензинового двигуна і дизеля. Побудувати профіль поршня по висоті та колу. Прослухати

Вимоги до звіту: У звіті необхідно викреслити поршні бензинового двигуна і дизеля, проставити отримані при вимірах розміри і за допомогою лекала побудувати профілі поршнів. Звіт надається кожним студентом в кінці лабораторної роботи після оформлення і запису висновків за підсумковими даними відповідно до вимог по оформленню звітів.

**Контрольні питання**

1. Які переваги мають поршні з алюмінієвих сплавів?
2. Чим пояснюється велика температурна напруженість поршнів у дизелів?
3. З якою метою на неробочій частині спідниці поршня роблять вирізи?
4. Шляхи відведення теплоти від поршня.
5. Назвіть основні фактори, що визначають число компресійних кілець.
6. За допомогою яких сил компресійне кільце притискається до дзеркала циліндра?
7. Призначення і типи компресійних поршневих кілець.
8. Навіщо спідниця поршня покривається тонким шаром олова або його замінника?
9. Переваги та недоліки поршневого пальця плаваючого типу.
10. Призначення і типи мастилознімальних поршневих кілець пальця?



## Лабораторна робота 6

### Кривошипно-шатунний механізм (КШМ)

**Мета і завдання роботи:** вивчити призначення, конструктивні схеми і взаємодію деталей в КШМ двигунів, класифікацію двигунів, конструктивні особливості деталей, вимоги до них.

**Забезпечуючі засоби:** стенди двигунів ГАЗ-53А, СМД-18, Москвич; стенд кривошипно-шатунного механізму.

**Завдання.** Вивчити основні параметри, що характеризують двигун, призначення КШМ, переваги і недоліки, конструктивні особливості деталей КШМ різних типів. Провести вимірювання окремих елементів поршня, діаметра, ходу поршня, діаметра шийок колінчастого вала, підшипників ковзання.

**Порядок виконання роботи.** Провести виміри: - окремих елементів колінчастого вала двигуна Москвич; - діаметра шийок колінчастого вала; - діаметра шатунних і корінних підшипників колінчастого вала.

Дослідити: - розмірності двигуна ( $S$  і  $d$ ), механічні та теплові втрати, робочий об'єм, середню швидкість поршня, допустимий ступінь стиску, габарити двигуна; Викреслити схеми: - колінчастого вала двигуна з вказівкою основних розмірів;

- шатуна з вказівкою довжини шатуна і діаметрів радіальних підшипників ковзання.

Визначити зазор в спраженнях підшипник-шийка колінчастого вала.

### Теоретичні відомості

Кривошипно-шатунний механізм призначений для перетворення прямолінійного зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого вала.

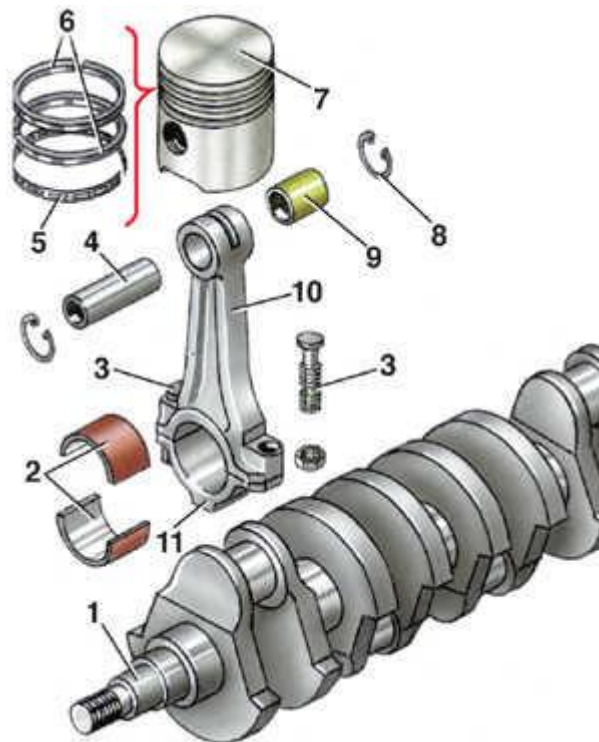
КШМ сприймає тиск газів при тактах згоряння-розширення і складається з блоку циліндрів з картером, голівки циліндрів, поршневої групи, маховика, піддону картера.

Блок циліндрів є корпусною деталлю двигуна, до якої кріпляться всі механізми і деталі. Циліндри в блоках сучасних двигунів розташовані в ряд або V-подібно в два ряди під кутом 90 градусів. Блоки циліндрів відливають із чавуну (ЗИЛ-130, КамАЗ) або алюмінієвого сплаву (ЗМЗ-53-12). У блоці виконано порожнини охолодження, оточуючі циліндри двигуна. У ряді випадків у блоках двигунів встановлюють вставні гільзи, що омиваються охолоджувальною рідиною. Такі гільзи називаються «мокрими». У нижній частині вони мають ущільнюючі кільця з спеціальної гуми чи мідні.

Блок циліндрів V-подібного двигуна ЗИЛ-130 і ЗМЗ-53-12 зверху закритий двома головками з алюмінієвого сплаву. На голівці циліндрів закріплено деталі газорозподільного механізму (ГРМ). У голівці циліндрів виконано впускні і випускні канали і вмонтовано вставні сідла і направляючі втулки клапанів. Для створення герметичності між блоком і голівкою циліндрів встановлено прокладку, а кріплення голівки до блоку циліндрів здійснено

шпильками з гайками. Прокладка повинна бути жароміцної і еластичною. У двигуні ЗИЛ-130 і ЗМЗ-53-12 вона сталезбестова, в КамАЗ-740 – зі сталі. У двигуні ЗМЗ -53-12 гільзи циліндрів у верхній частині утримуються тільки головкою циліндрів, тому при складанні підбирають комплект мідних ущільнюючих кілець внизу гільзи так, щоб на 0.02 ... 0,09 мм гільза виступала над площиною роз'єму блоку і головки циліндрів.

Поршень сприймає тиск газів при робочому такті і передає його через поршневий палець і шатун на колінчастий вал. Поршень автомобільних двигунів, як правило, відлито з алюмінієвого сплаву (рисунок 6.1).



1 - колінчастий вал; 2 - вкладиш шатунного підшипника; 3 - болт кріплення кришки шатуна; 4 - палець; 5 - мастилознімальне кільце; 6 - компресійне кільце; 7 - поршень; 8 - стопорне кільце; 9 - втулка головки шатуна; 10 - шатун; 11 - кришка шатуна

Рисунок 6.1– Деталі кривошипно-шатунного механізму

У верхній частині поршня розташовано голівку з канавками, в які встановлено поршневі кільця. Нижче виконана спідниця, що спрямовує рух поршня. У спідниці поршня є отвори – бобишки для поршневого пальця. Щоб поршень не заклинювався при прогрітому двигуні, голівку поршня виконують меншого діаметру, ніж спідницю, а саму спідницю в поперечному перерізі виготовляють не циліндричною форми, а у вигляді еліпса. На спідниці поршня може бути розріз. Завдяки овальній формі і розрізу спідниці запобігається заклинювання поршня при роботі прогрітого поршня.

Особливості будови шатунно-поршневої групи ВАЗ 2110, ВАЗ 2111, ВАЗ

2112

Основні розміри шатунно-поршневої групи наведено на рисунку 6.2.

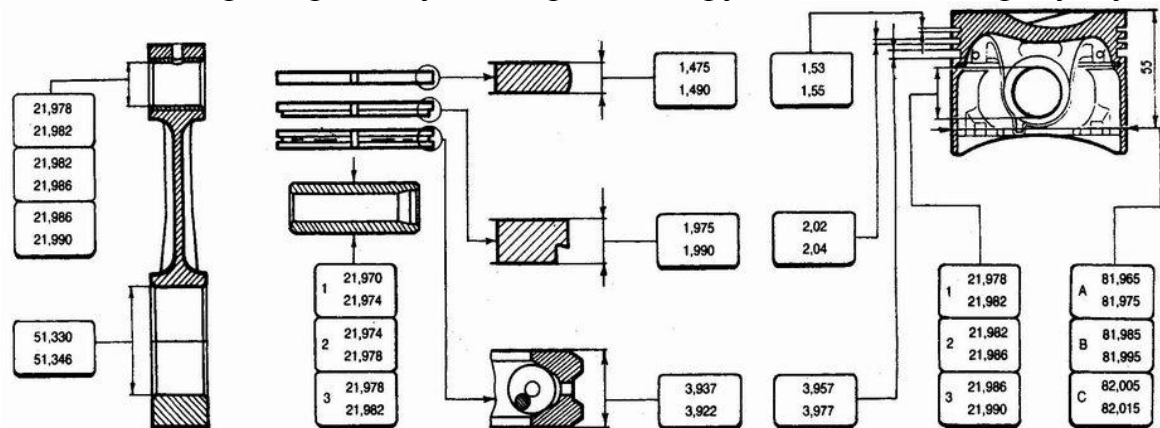
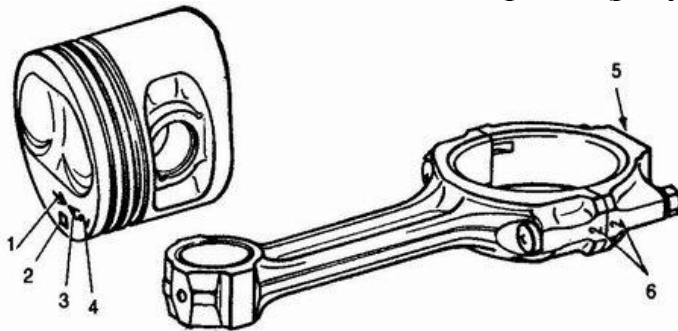


Рисунок 6.2 – Основні розміри шатунно-поршневої групи двигунів VAZ2110, VAZ2111, VAZ 2112

Поршень - алюмінієвий, литий. При виготовленні чітко витримується маса поршнів. При складанні двигуна підбирають по масі поршні однієї групи (поршні розбиті на п'ять груп А, В, С, D, E). По зовнішньому діаметру поршні також розбиті на п'ять класів (А, В, С, D, E) через 0,01 мм.

Зовнішня поверхня поршня має складну форму. Тому вимірювати діаметр поршня необхідно тільки в площині, перпендикулярній поршневому пальцю, на відстані 55 мм від днища поршня.

По діаметру отвору під поршневий палець поршні поділено на три класи (1, 2, 3) через 0,004 мм. Класи діаметрів поршня і отвори під поршневий палець клеймовано на днищі поршня (рисунок 6.3).



1 - стрілка для орієнтування поршня в циліндрі, 2 - ремонтний розмір; 3 - клас поршня; 4 - клас отвору для поршневого пальця, 5 - класи шатуна по масі і по отвору у верхній голівці; 6 - номер циліндра

Рисунок 6.3 – Маркування поршня і шатуна

Стрілка на днищі поршня показує як правильно орієнтувати поршень при його установці в циліндр. Вона повинна бути спрямована в бік приводу розподільного вала.

Поршневий палець - сталевий, порожнистий, плаваючого типу, тобто вільно повертається в бобишках поршня і втулці шатуна. В отворі поршня палець фіксується двома пружинними стопорними кільцями. По зовнішньому діаметрі пальці поділено на три класи через 0,004 мм. Клас

маркується фарбою на торці пальця: синя мітка - перший, зелена - другий, а червона - третій клас. Поршневі кільця виготовлені з чавуну. Верхнє компресійне кільце – з хромованою бочкоподібною зовнішньою поверхнею. Нижнє компресійне кільце скребкового типу. Мاستилознімальне кільце – з хромованими робочими кромками і з розтискною крученою пружиною. На кільцях ремонтних розмірів ставиться цифрове маркування "40" або "80", що відповідає збільшенню зовнішнього діаметра на 0,4 або 0,8 мм. Шатун - сталевий, кований. Він обробляється разом з кришкою і тому шатуни окремо невзаємозамінні. Щоб при збірці не переплутати кришки і шатуни, на них тавровано номер циліндра, у який вони встановлюються (рисунок 6.3). У верхню головку шатуна запресовано сталє-бронзову втулку. По діаметру отвору цієї втулки шатуни поділено на три класи через 0,004 мм (так само, як і поршні. По масі верхньої та нижньої головок шатуни підрозділяються на класи (таблиця 6.1), які маркуються або буквою, або фарбою на кришці шатуна.

На двигун повинні встановлюватися шатуни одного класу за масою.

Підганяти масу шатунів можна видаленням металу з бобишок на верхній голівці і на кришці до мінімальних розмірів 33 і 32 мм (рисунок 6.4). Після видалення металу з кришки шатуна, на ній необхідно таврувати класи шатуна по отвору під поршневий палець і по масі.

Таблиця 6.1 – Маса головок шатуна

Маса головок шатуна		Клас	Колір маркування
верхній	нижній		
184±2	489±3 495±3 501±3	Ф Л Б	Червоний Зелений
188±2	489±3 495±3 501±3	Х М В	
192±2	489±3 495±3 501±3	Ц Н Г	Голубий

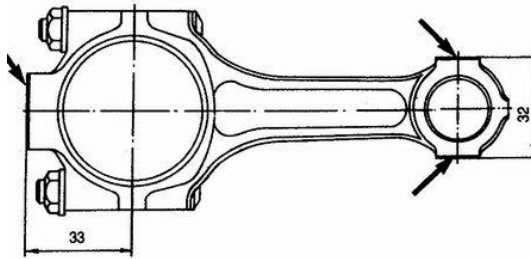


Рисунок 6.4 – Місця, на яких допускається видаляти метал, при підгонці маси верхньої та нижньої головок шатуна

Розрахунковий зазор між поршнем і циліндром (для нових деталей) дорівнює 0,025...0,045 мм. Він визначається проміром деталей і забезпечується установкою поршнів того ж класу, що й циліндри. Максимально допустимий зазор (при зносі деталей) – 0,15 мм.

При встановленні поршневих кілець на поршень націлюють поршневі кільця так, щоб замок верхнього компресійного кільця розташовувався під кутом приблизно  $45^\circ$  до осі поршневого пальця, замок нижнього компресійного кільця – під кутом приблизно  $180^\circ$  до осі замка верхнього компресійного кільця, а замок мастилознімального кільця – під кутом приблизно  $90^\circ$  до осі замка верхнього компресійного кільця. Нижнє компресійне кільце встановлюється виточкою вниз. Якщо на кільці позначка "Верх" або "TOP", то кільце встановлюється міткою вгору (до днища поршня). Перед установкою мастилознімального кільця перевіряють, щоб стик пружинного розширювача розташовувався з боку, протилежного замку кільця.

Зазор між поршневими канавками і кільцями розрахунковий (округлений до 0,01мм) для нових деталей становить: для верхнього компресійного кільця – 0,04...0,08 мм, для нижнього – 0,03...0,06 мм. Гранично допустимі зазори після зносу – 0,15 мм.

Зазор у замку поршневих кілець становить 0,25...0,45 мм для двигунів легкових автомобілів, для вантажних – 0,45...0,70 мм; гранично допустимий зазор для легкових автомобілів 1,0...1,5 мм, для вантажних – 2,5...4,5 мм.

Колінчасті вали за конструкцією поділяють залежно від кількості противаг, що використовується для зрівноваження сил інерції. На рисунку 6.5 наведено колінчастий вал з неповним числом противаг, а на рисунку 6,6 – з повним.

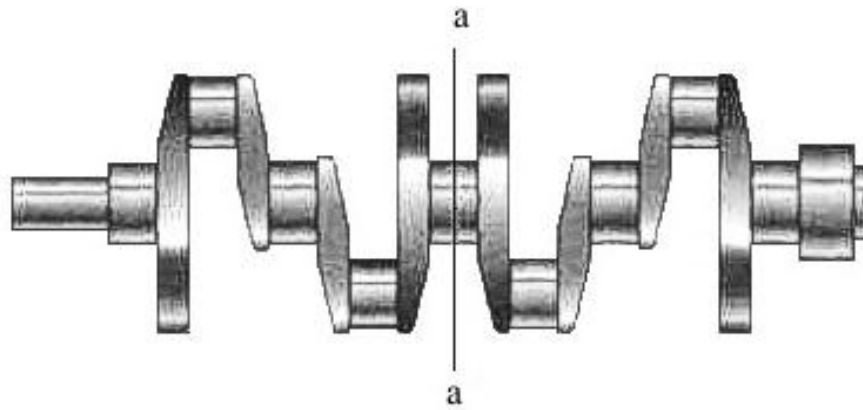
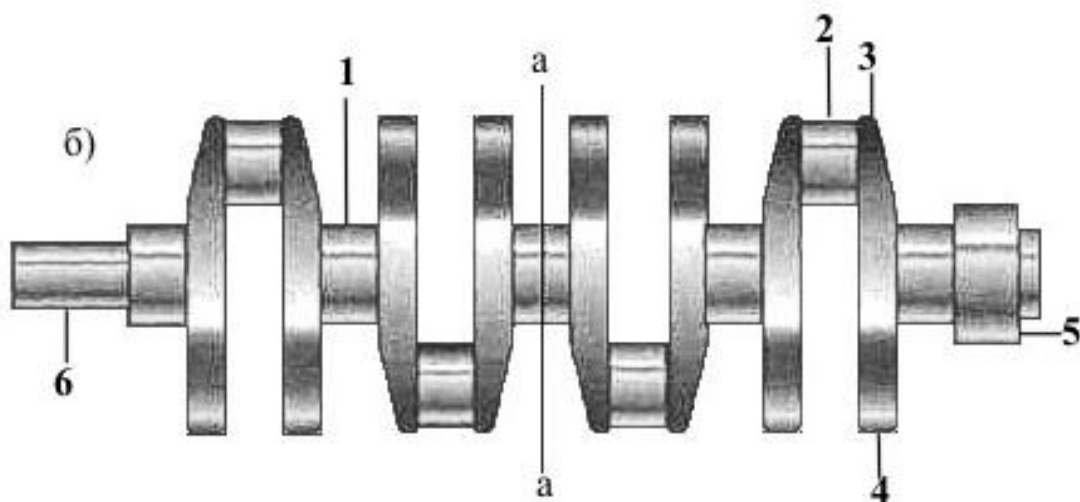


Рисунок 6.5 – Схема колінчастого вала двигуна з неповним числом противаг



- корінна шийка; 2- шатунна шийка; 3-щока; 4 – противага; 5 – фланець; 6 – передній носок носок

Рисунок 6.6 – Схеми колінчастого вала з повним числом противаг

Вимоги до звіту Звіт по лабораторній роботі повинен містити: - вступну частину, в якій розкривається мета роботи, коротко викладається послідовність виконання лабораторної роботи; - основну частину, що містить схеми конструкцій елементів КШМ та опис установки, методику проведення лабораторної роботи, розрахунковий матеріал; - заключну частину, що включає аналіз і узагальнення отриманих результатів, формування висновку. .

### Контрольні питання

1. Охарактеризуйте призначення і будову колінчастого вала.
2. У чому призначення противаг у колінчастого вала?
3. Які сили діють в КШМ одноциліндрового двигуна?
4. Яким способом передається крутний момент від колінчастого валана маховик?
5. Чому стрижень шатуна, як правило, має двотавровий переріз?
6. Яким чином змащується сполучення втулки шатуна і поршневого пальця?

7. З якою метою головка шатунного болта має зменшену висоту і зрізується з зовнішньої сторони?
8. Чому не можна міняти місцями кришки різних шатунів?
9. Який шатунний вкладиш навантажений більше – верхній чи нижній?
10. Який кут розвалу шатунних шийок прийнято в двигунах автомобілів?
11. Як здійснюється осьова фіксація і ущільнення колінчастих валів?
12. Які конструктивні особливості вкладишів підшипників колінчастого вала?
13. Які антифрикційні матеріали використовують для підшипників?

## Лабораторна робота 7

### Газорозподільний механізм двигунів (ГРМ)

**Мета і завдання роботи:** вивчити призначення, класифікацію та конструктивні схеми, визначити розміри деталей клапанного газорозподільного механізму.

**Забезпечуючі засоби:** стенд «Деталі ГРМ»; макети двигунів ГАЗ-53А, СМД-18.

#### **Завдання**

**Вивчити:**

- класифікацію ГРМ по розташуванню клапанів і розподільних валів;
- призначення, будову, роботу і конструкцію ГРМ двигунів;
- пристрій для регулювання зазору в приводі клапанів і установки газорозподілу.

#### **Порядок виконання роботи:**

**Провести виміри:**

- діаметрів підшипників розподільного вала;
- діаметрів шийок розподільного вала;
- діаметрів тарілок, впускних і випускних клапанів у досліджуваних двигунів;
- кутів робочої фаски клапанів;
- висоти кулачків розподільного вала;
- довжини плечей коромисла клапанів; - жорсткість пружин клапанів.

**Дослідити:**

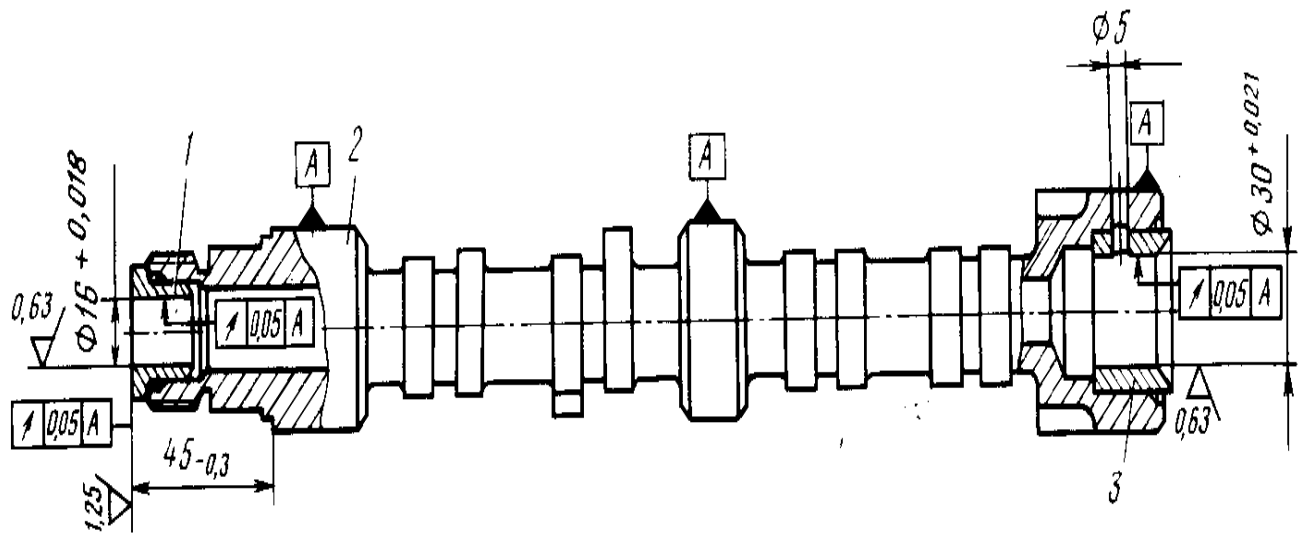
- вплив розташування клапанів на коефіцієнт наповнення циліндрів двигуна і допустимий ступінь стиску;
- вплив розташування клапанів на потужність і економічність двигуна;
- вплив кута фаски клапана на величину фактора «час - перетин».

**Викреслити:**

- схему ГРМ заданого двигуна;
- діаграму фаз газорозподілу.

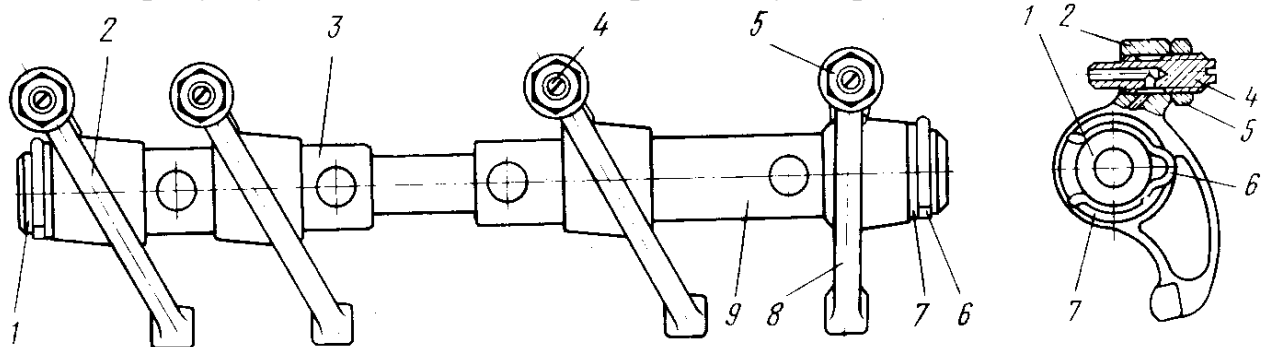
**Теоретичні відомості** Механізм газорозподілу-верхнеклапанний, приводиться в дію від розподільного вала за допомогою штовхачів, штанг і коромисел. Розподільний вал (рисунок 7.1) - триопорний, сталевий. Поруч з третьою опорною шийкою встановлена гвинтова шестерня для приводу переривника-розподільника запалювання і мастильного насосу. Привід розподільного вала здійснюється за допомогою шестерень від колінчастого вала. Від осевого переміщення розподільний вал фіксується упорним фланцем. Шестерня розподільного валу - текстолітова, з чавунною маточиною, закріплена на передньому кінці вала на шпонці. Для правильної установки фаз газорозподілу на шестернях набиті мітки "О", які повинні бути суміщені.





1 - втулка балансірного вала, 2 - розподільний вал, 3 - втулка противаги  
Рисунок 7.1 – Розподільний вал в зборі

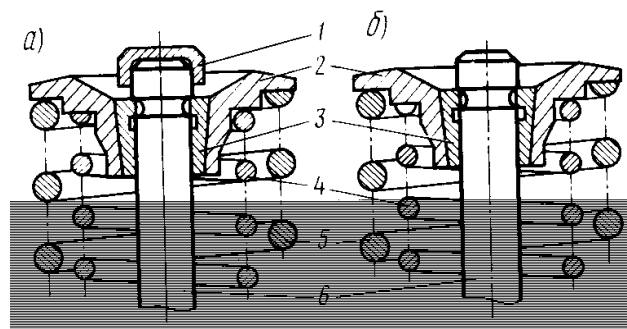
На рисунку 7.2 наведено валик коромисел у зборі.



1 - валик коромисел; 2 - ліве коромисло; 3 - втулка, 4 - регулювальний гвинт, 5 - контр-гайка; 6 - шплінт; 7 - шайба, 8 - праве коромисло, 9 - втулка розпору

Рисунок 7.2 – Валик коромисел клапанів у зборі  
Коромисла клапанів сталеві, литі, з регулювальним гвинтом 4 і контргайкою 5. Розрізняють праве 8 і ліве 2 коромисла. Валик коромисел клапанів-сталевий, порожнистий, з проточками в них для підведення і зливу масла.

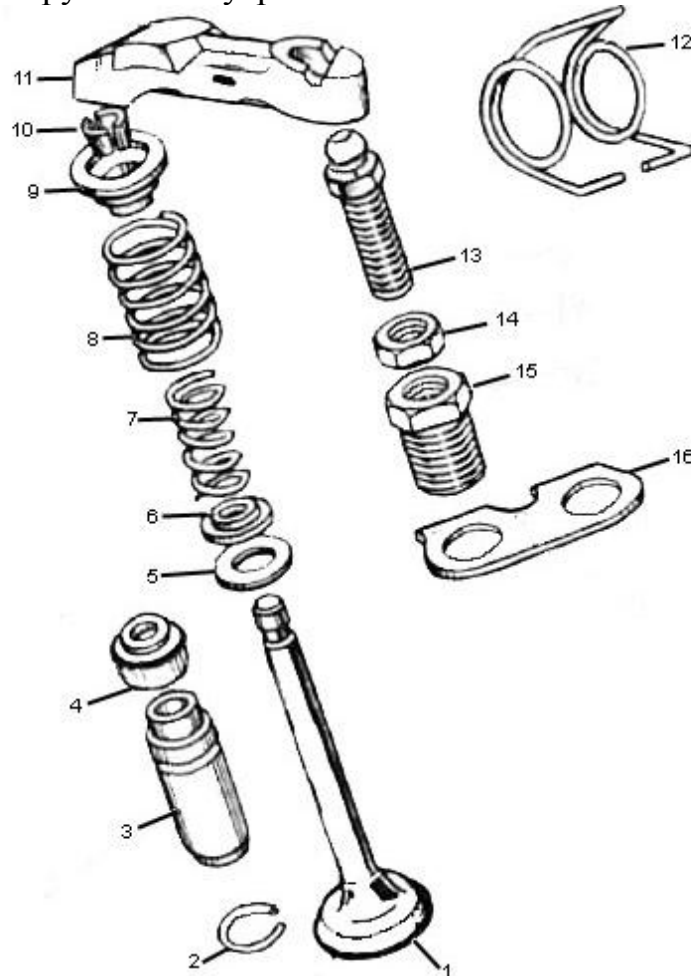
Клапанний механізм наведено на рисунку 7.3



а-впускний, б-впускний; 1 – кінцевик впускного клапана, 2 - тарілка пружин клапана, 3 - сухар клапана, 4 - внутрішня пружина клапана, 5 - зовнішня пружина клапана, 6 - клапан

Рисунок 7.3 – Клапани

Клапани - підвісні, розташовані в голівці циліндрів. Діаметр впускного клапана - 34, а впускного - 32 мм. Робоча фаска впускних клапанів має наплавлення. Кут нахилу робочої фаски клапанів – 45°. На стрижні впускних клапанів зверху надіто наконечники 1 високої твердості, так як впускні клапани виготовлені з незакаленої жароміцної сталі. Кожен клапан має по дві пружини: внутрішню 4 і зовнішню 5.



1-клапан; 2- стопорне кільце направляючої втулки; 3- напрямляючі втулки;

4 - сальник клапана; 5 і 6 - опорні шайби внутрішньої і зовнішньої пружин; 7 і 8 - внутрішня і зовнішня зворотні пружини; 9 - тарілка пружини; 10 -сухарі; 11 - важіль приводу клапана; 12 - пружина важіля; 13 - опорно-регулювальний болт; 14 - контр-гайка опорно-регулювального болта; 15 - втулка опорно-регулювального болта; 16 – стопорна пластина пружини важіля

Рисунок 7.4 – Елементи клапанного механізму

Теплові зазори в механізмі приводу клапанів потрібно періодично

перевіряти і своєчасно регулювати, а при зносі клапанів і сідел притирати їх до сідел або замінювати. Перевірка і регулювання зазорів в приводі клапанів, проводиться на холодному двигуні при температурі 15-200С . Величина теплових зазорів клапанів на деяких двигунах становить: на двигуні ВАЗ - 2108 - 0,15 ... 0,25 мм у впускних і 0,30 ... 0,40 мм у випускних на двигуні МеМЗ - 0,15 мм у впускних і 0,30 мм у випускних на інших двигунах - 0,15 мм на всіх клапанах.

При регулюванні не слід зменшувати зазори проти норми, оскільки це викличе нещільну посадку клапанів, падіння потужності двигуна і прогар клапанів.

Фази газорозподілу в поршневих двигунах внутрішнього згоряння - це моменти відкриття і закриття впускних і випускних клапанів (рисунок 7.5).

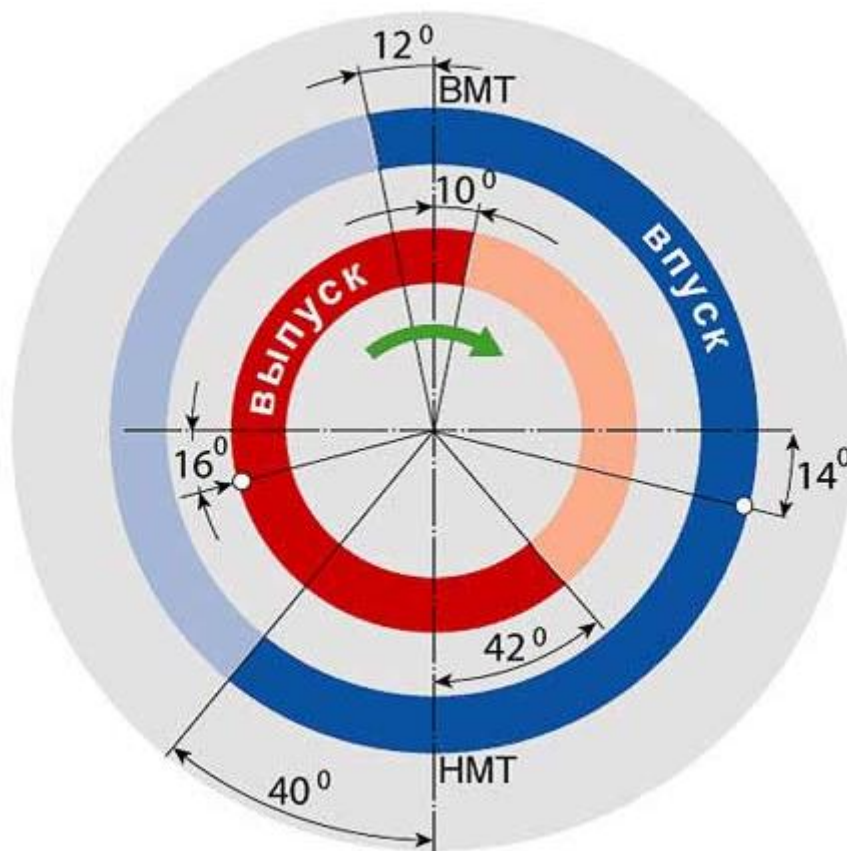


Рисунок 7.5 – Фази газорозподілу

Фази газорозподілу зазвичай виражаються в градусах повороту колінчастого вала і відзначаються по відношенню до початкових або кінцевих моментів відповідних тактів. Так, наприклад, для роботи на холостому ході доречні вузькі фази газорозподілу з пізнім відкриттям і раннім закриттям клапанів без перекриття фаз, щоб запобігти попаданню вихлопних газів у впускний колектор і викиду частини горючої суміші в вихлопну трубу.

Фази газорозподілу перевіряють на зібраному непрогрітому двигуні при температурі 15 ... 25 ° С і зазорах в клапанному механізмі 0,45мм.

**Вимоги до звіту**

Звіт з лабораторної роботи повинен містити: - вступну частину, в якій розкривається мета роботи, коротко викладається послідовність виконання лабораторної роботи; - основну частину, що містить схеми та опис установки, методику проведення лабораторної роботи, результати виміру розмірів розподільного вала і клапанного механізму, розрахунковий матеріал;

- заключну частину, що включає аналіз і узагальнення отриманих результатів, формування висновку.

#### **Контрольні питання**

1. Які переваги дає верхнє розташування клапанів у порівнянні з нижнім?
2. Чому на деяких двигунах на клапанах встановлюють дві пружини?
3. Чому діаметри тарілок впускних і випускних клапанів різні?
4. Як виконані підшипники і як здійснюється осьова фіксація розподільного валу?
5. Як забезпечується установка газорозподілу при складанні двигуна?
6. Як регулюється зазор в ГРМ?

## Лабораторна робота №.8

### Трансмісія автомобіля

**Мета роботи:** вивчення будови, роботи трансмісії автомобілів та визначення її основних параметрів.

**Обладнання:** схеми трансмісій, плакати, підручники, автомобіль ГАЗ-53А.

#### Загальні відомості

Трансмісія – це комплекс складальних одиниць, який служить для зміни (трансформації) і передачі крутного моменту двигуна ведучим колесам автомобіля.

Трансмісія служить також для плавного рушання автомобіля з місця зміни його швидкості і напрямку руху (вперед, назад), тривалої зупинки без вимикання двигуна, здійснення чи полегшення повороту.

За способом зміни крутного моменту трансмісії діляться на ступінчаті, безступінчаті і комбіновані.

За способом дії трансмісії можуть бути механічними, гідравлічними, електричними, або комбінованими гідромеханічними, електромеханічними тощо.

Основні показники трансмісії будь-якого типу: коефіцієнти трансформації і корисної дії (ККД), передавальне відношення.

Коефіцієнт трансформації трансмісії:

$$k = \frac{M}{M_e},$$

де  $M$ ,  $M_e$  – відповідно крутний момент на ведучих колесах автомобіля і на валу колінчастого вала двигуна.

Значення ефективного крутного моменту  $M_e$  двигуна ( Н.м) визначають за формулою:

$$M_e = 9550 (N_e / n_e).$$

Крутний момент на ведучих колесах автомобіля:

$$M = M_e \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}.$$

Передавальне відношення трансмісії:

$$i_{mp} = i_{kn} \cdot i_{zn} \cdot i_{kn},$$

де  $i_{kn}, i_{zn}, i_{kn}$  – передавальні числа відповідно коробки передач, головної передачі і кінцевої передачі.

Ступінчасті трансмісії складаються з зубчатих коліс різних типів. У цій трансмісії при переході з одного режиму роботи до іншого крутний момент змінюється через інтервали, кратні передавальним числам.

При ступінчастій трансмісії існують режими, на яких неможливо повністю використовувати потужність двигуна.

Безступінчасті трансмісії забезпечують безперервність і автоматичність процесу зміни крутного моменту. Вони дозволяють на будь-якому режимі

повніше використовувати потужність двигуна. Але вони більш складні за конструкцією і мають менший ККД.

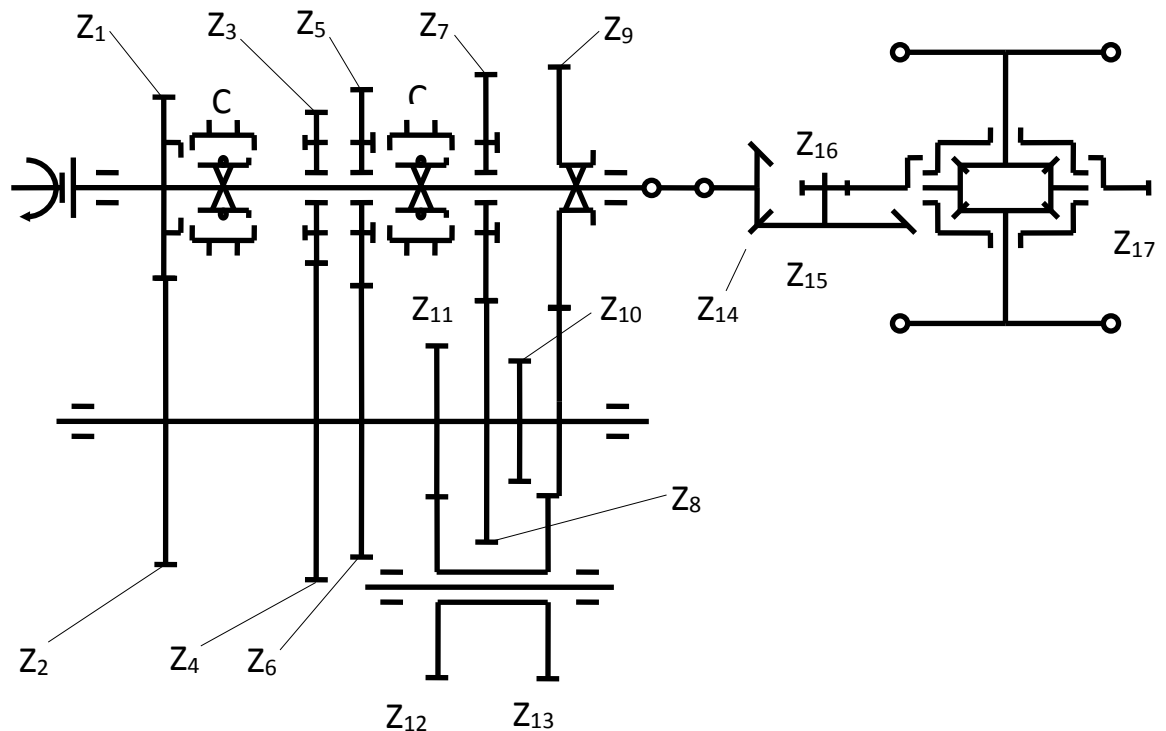
Безступінчасті трансмісії можуть бути фрикційними (механічними), електричними і гідравлічними.

Комбіновані трансмісії – це поєднання однієї із безступінчастих передач із ступінчатою, яка має допоміжне значення. Вони дозволяють розширити діапазон зміни крутного моменту і зберегти переваги безступінчастої трансмісії.

Механічна трансмісія складається з механічних пристроїв, передач і складальних одиниць.

У неї входять: муфта зчеплення, коробка передач, карданна передача, головна передача, диференціал, кінцеві передачі.

Кінематичні схеми трансмісій автомобілів ЗІЛ-130, ГАЗ-53А, ВАЗ 2108 наведено на рисунках 8.1, 8.2, 8.3.



$n_d=2750$  хв-1;  $N_e=105,2$  кВт

Рисунок 8.1– Кінематична схема трансмісії автомобіля ЗІЛ-130.

Кількість зубів шестерень коробки передач автомобіля ЗІЛ-130 наведено в таблиці 8.1.

Таблиця 8.1– Кількість зубів коробки передач автомобіля ЗІЛ-130

Шестерні	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Число зубів	20	43	26	38	33	31	42	22	45	13	20	22	15	13	25	14	47

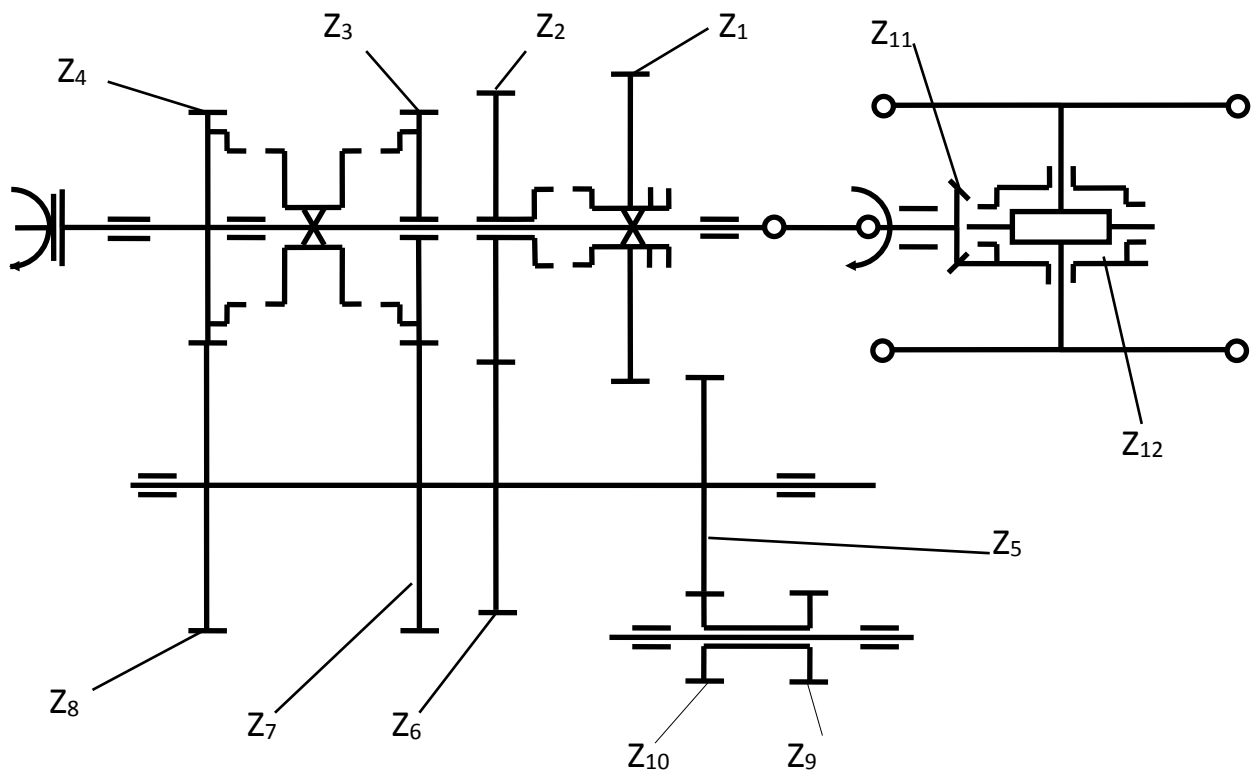


Рисунок 8.2 – Кінематична схема трансмісії автомобіля ГАЗ-53А.

Кількість зубів шестерень коробки передач автомобіля ГАЗ-53А наведено в таблиці 8.2.

Таблиця 8.2– Кількість зубів коробки передач автомобіля ГАЗ-53А

Шестерні	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число зубів	43	32	24	17	16	25	34	41	18	22

Кінематичну схему коробки передач автомобіля ВАЗ 2108 наведено на рисунку 8.3.

Кількість зубів шестерень коробки передач автомобіля ВАЗ 2108 наведено в таблиці 3 (на проміжному валу парні номери шестерень;  $Z_{11}=Z_{13}$ ).

Таблиця 8.3– Число зубів коробки переміни передач автомобіля ВАЗ 2108

Шестерні	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Число зубів	18	28	22	26	42	32	32	14	42	16	16	14

ККД коробки передач визначають за формулою:

$$\eta_{КП} = \eta_{зз} \cdot \eta_{П},$$

де  $\eta_{зз}$  – ККД зубчастого зачеплення;

$\eta_{П}$  – ККД підшипників;

$$\eta_{kn} = 0,98^k \cdot 0,985^l,$$

де  $k$  і  $l$  – число відповідно циліндричних зубчастих пар і пар підшипників у коробці перемини передач, через які на даній передачі послідовно передається потужність; для легкових автомобілів і вантажних з одноступеневою головною передачею  $k = 2$ ;  $l = 3$ .

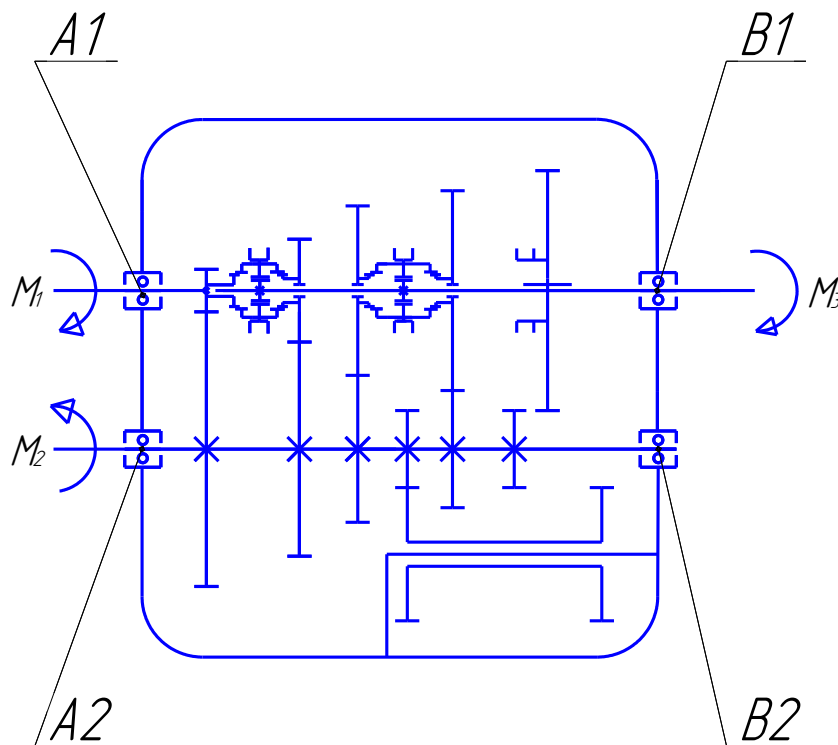


Рисунок 8.3– Схема коробки передач ВАЗ 2108 (А1, А2, В1, В2 – підшипники)

Вихідні дані для визначення параметрів трансмісії автомобілів ЗІЛ-130 і ГАЗ-53А наведено в таблиці 8.4.

Таблиця 8.4- – Розрахункові параметри

Марка машини	пд, хв-1	Ne, кВт	Мд, Н·м	ікпп	ігол.пер	ітр	Мколiс Н·м
ЗІЛ-130	2750	105,2					
ГАЗ-53А	3200	84,6					



**Порядок виконання роботи і складання звіту**

1. За плакатами, кінематичними схемами, вузлами і натурним зразком вивчити будову і принцип роботи трансмісії.
2. Замалювати кінематичні схеми трансмісії автомобілів.
3. За числом зубів шестерень визначити передавальне число для всіх можливих ступенів коробки передач автомобіля ЗІЛ-130, ГАЗ-53А, ВАЗ 2108.
4. Вирахувати розрахункові параметри автомобілів і двигунів, які наведено в таблиці 4 і занести їх у вказану таблицю.
5. Занести до звіту кінематичні схеми трансмісії автомобілів, що вивчались, і значення розрахункових параметрів їх трансмісії.

**Питання для самоперевірки**

1. Для чого призначена трансмісія в автомобіля?
2. За якими формулами визначають основні параметри трансмісії?
3. Яке призначення коробки переміни передач?
4. Охарактеризуйте типи трансмісії автомобілів.
5. Як називаються вали в КПП?
6. Покажіть на схемі, через які шестерні передається крутний момент на тій або іншій передачі?
7. За якими формулами визначають передавальне число ступенів коробки передач?
8. Як визначити ККД коробки передач?
9. Запишіть формулу для визначення крутного моменту на ведучих колесах автомобіля.

## Лабораторна робота №9 Зчеплення автомобіля

**Мета роботи:** вивчити будову механізму зчеплення, приводу зчеплення, роботу одно - і дводискового фрикційного зчеплення, а також діафрагмового зчеплення; ознайомитися з методикою розрахунку основних параметрів зчеплення.

**Обладнання:** моделі зчеплення, плакати, підручники, деталі та складальні одиниці вузлів зчеплення автомобілів.

### Загальні відомості.

Муфта зчеплення служить для передачі крутного моменту, швидкого роз'єднання і плавного з'єднання двигуна з трансмісією, необхідних для перемикання передач і плавного рушання автомобіля з місця, а також для оберігання двигуна і деталей трансмісії від перевантажень.

Муфти зчеплення можуть бути: з силовим замиканням за рахунок сил тертя (механічні фрикційні) або магнітного притягання (електромагнітні) і з динамічним замиканням під дією сил інерції (гідравлічні) або індукційної взаємодії електромагнітних полів (електричні).

Муфта зчеплення має три основні частини: ведучу, ведену і механізм керування.

На рис. 9.1 показані схеми одно- і дводискової муфт зчеплення.

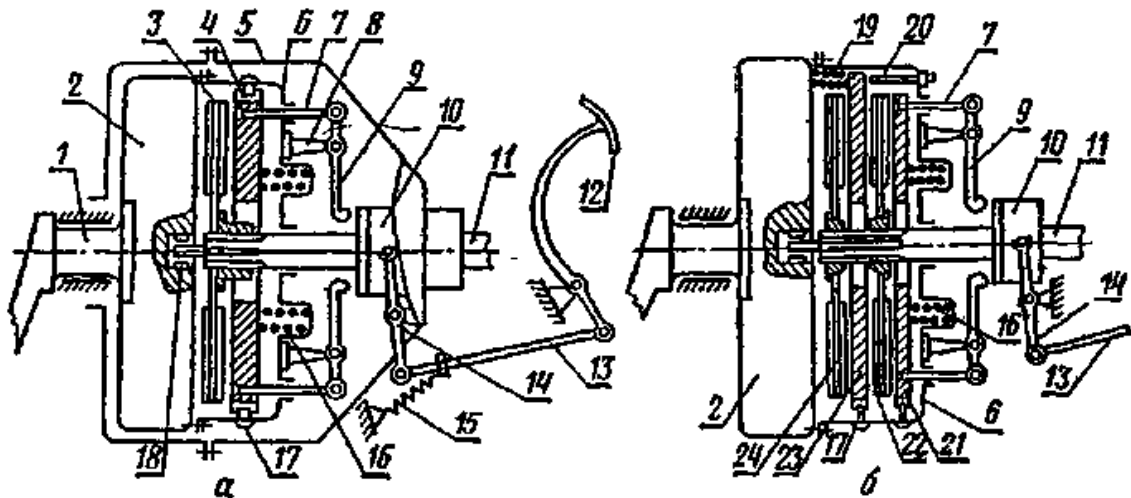


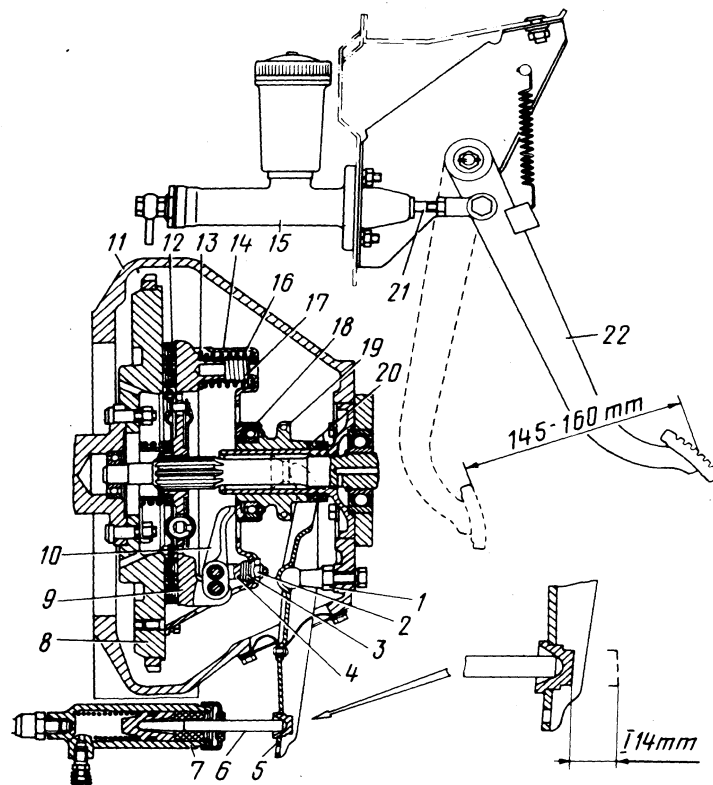
Рисунок 9.1– Схеми постійно замкнутих зчеплень:

а) однодискове; б) дводискове

Ведуча частина - маховик 2 двигуна, кожух 6 і натискний диск 4; ведена – диск 3 з фрикційними накладками і вал 11, з'єднані між собою шлицевою маточиною.

Дводискове постійно замкнуте зчеплення з пружним натискним механізмом (рис.9.1, б) об'єднує два ведених диска 24 і 22 і два ведучих - проміжний 23.

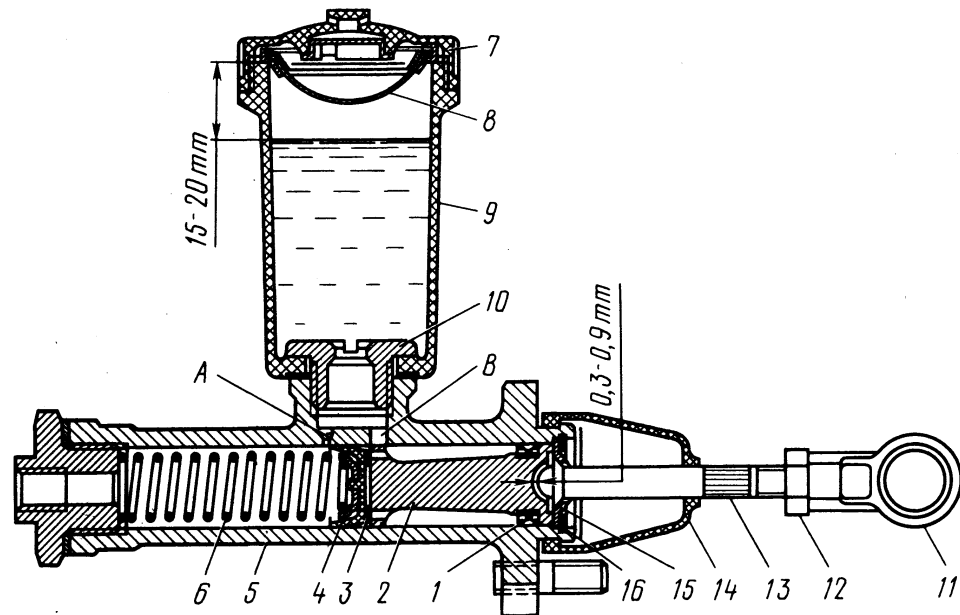
На рисунку 9.2 наведено схему зчеплення з гідравлічним приводом, при якому вимкнення зчеплення здійснюється за допомогою підвісної педалі головного циліндра, трубопроводу і робочого циліндра.



1 – кульова опора; 2 – регулююча гайка; 3 – пружина; 4 – опорна вилка; 5 – вилка вимикання зчеплення; 6 – штовхач; 7 – робочий циліндр; 8 – маховик; 9 – натискний диск; 10 – важіль вимикання зчеплення; 11 – картер; 12 – ведений диск; 13 – термоізолююча шайба; 14 – кожух; 15 – головний циліндр; 16 і 17 – пружини; 18 – підшипник вимикання зчеплення; 19 – муфта вимикання зчеплення; 20 – захисні поролонові кільця; 21 – штовхач; 22 – педаль

Рисунок 9.2 – Зчеплення і привід вимикання зчеплення

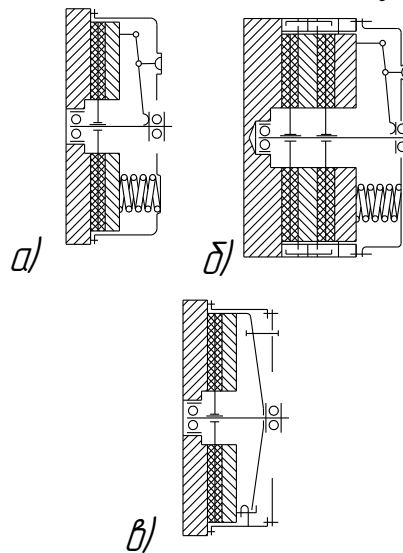
При натисканні на педаль штовхач пересуває поршень головного циліндра вимикання зчеплення, кромка манжети якого перекриває отвір «А» (рисунок 9.3). При подальшому переміщенні поршня рідина витісняється з головного циліндра, тиск усередині системи збільшується, і під його впливом відбувається переміщення поршня і штовхача робочого циліндра, поворот на кульовій опорі вилки вимикання зчеплення і далі – переміщення муфти 10 (рисунок 9.2) вимикання зчеплення.



1,4 –манжети; 2 – поршень; 3 – пластинка; 5 - корпус; 6 – пружина; 7- кришка; 8 – сітчатий фільтр; 9 – бачок; 10 – штуцер; 11 – проушина; 12 – контргайка; 13 – штовхач; 14 – чехол; 15 – упорна шайба; 16 – стопорне кільце; А – компенсаційний отвір; В – перепускний отвір.

Рисунок 9.3 – Головний циліндр приводу вимикання зчеплення

При проектуванні зчеплення вибирають і обґрунтовують конструкцію зчеплення, після чого креслять його кінематичну схему (рисунок 9.3).



а,б – багатопружинні з периферійним розміщенням пружин (а – одностороннє, б – двостороннє); в – однопружинне з діафрагмовою пружиною

Рисунок 9.4 – Кінематичні схеми фрикційних зчеплень

Здатність зчеплення передавати максимальний крутний момент двигуна характеризується коефіцієнтом запасу:

$$\beta = \frac{M_{т \square}}{M_{к \max}} \quad (9.1)$$

де  $M_t$  - момент тертя муфти зчеплення

$M_{к \max}$  - максимальний крутний момент двигуна.

Коефіцієнт запасу вибирають в межах 1,5...4 залежно від типу і призначення автомобіля.

Визначають середній радіус тертя  $R_{cp}$ , м:

$$R_{cp} = \sqrt[3]{\frac{\beta \cdot M_{к \max}}{2 \cdot \pi \cdot p_0 \cdot \mu \cdot z \cdot k}},$$

(9.2)

де  $\beta = 1,75...2,5$  – коефіцієнт запасу зчеплення;

$M_{к \max}$  – максимальне значення крутого моменту двигуна Н·м;

$p_0 = 0,15...0,30$  МПа – допустимий тиск на фрикційну накладку;

$\mu = 0,25...0,35$  – коефіцієнт тертя фрикційних поверхонь;

$z$  – кількість поверхонь тертя (в однодискових зчеплень  $z = 2$ , у дводискових –  $z = 4$ );

$K = b/R_{cp} = 0,375...0,630$  – коефіцієнт ширини фрикційної накладки.

Знаходять зовнішній діаметр фрикційної накладки за формулою:

$$D = 2R_{cp} + b. \quad (9.3)$$

Знайдену величину  $D$  округляють згідно із значеннями, наведеними в ГОСТ 1786–88 (табл. 5 додаток 4).

Якщо обчислене значення не збігається ні з одним із наведених стандартів, то вибирають найближче більше і вважають його дійсним значенням діаметра накладки  $D_d$ . За стандартом визначають і внутрішній діаметр  $d$ .

Дійсне значення середнього радіуса тертя визначають за формулою:

$$R_{cp} = \frac{D_d + d}{4}. \quad (9.4)$$

При розрахунку пружної діафрагми спочатку креслять її розрахункову схему (рисунок 9.5).

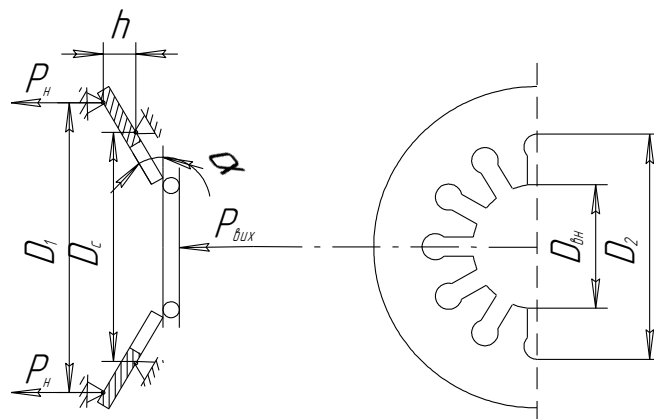


Рисунок 9.5 – Розрахункова схема пружної діафрагми

Потім приймають  $D_1/D_2 = 1,2...1,5$ ;  $D_1/D_{вн} = 2,5...3,5$ ;  $D_1/\delta = 75...100$ . Значення  $D_1$  можна брати рівним зовнішньому діаметрові фрикційної накладки.

Сила  $P_{вук}$ , що прикладається до діафрагми при вимикакнні зчеплення, визначається з виразу

$$P_{вук} = P_n \cdot \frac{D_1 - D_c}{D_c - D_{вн}} \quad (9.5)$$

Відношення  $h/\delta$  характеризує нелінійність характеристики пружності пружини (приймають  $h/\delta = 1,6... 2,8$ ). Перевіряючи діафрагмову пружину на міцність, обчислюють напруження в середині основи пелюстків розрізаної частини пружини при найбільшій деформації (до плоского стану), МПа:

$$\sigma = \frac{2 \cdot P_{вук} \cdot D_2}{\delta^2 (D_{вн} + D_2)} + \frac{0,5E(0,5(D - D_2)\alpha^2 + \delta_\alpha)}{(1 - \mu_n^2)D_2}, \quad (9.6)$$

$$D = \frac{D_1 - D_2}{\ln \frac{D_1}{D_2}}; \quad \alpha = \frac{2 \cdot h}{D_1 - D_2}, \quad (9.7)$$

де  $\mu_n = 0,26$ ;  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа.

Знайдені значення  $\sigma$  мають бути  $\sigma \leq 1400$  МПа.

#### Порядок виконання роботи.

1. За плакатами, моделями і натурними зразками вивчити будову і принцип роботи одно-, дводискового і діафрагмового зчеплення.

2. Замалювати конструктивну схему зчеплення у журнал і описати принцип роботи.

3. Визначити геометричні параметри диска зчеплення (дані занести в табл. 1).

4. Користуючись даними вимірів обчислити розрахунковий момент тертя фрикційної муфти зчеплення.

5. Користуючись табл. 2 визначити до якої машини належить диск зчеплення.

Таблиця 9.1– Розрахункові параметри

Диск зчеплення	R1, см	R2, см	$b = R_1 - R_2$ , см	$\mu$	q, кгс/см	Мкма х. Н·м	Мрт. Н·м
№1 №2				0,3	2...3		

Розрахунковий момент тертя муфти

$$M_{рт} = \mu \cdot q \cdot 2\pi \cdot R_0^2 \cdot b \cdot i_{тм}$$

Середній радіус тертя

$$R_0 = 0.5(R_1 + R_2)$$

Число пар поверхонь тертя

$$i_{\text{тм}} = m + n - 1$$

де  $m$  - число ведучих дисків;

$n$  - число ведених дисків

Ширина поверхонь тертя

$$b = R_1 - R_2$$

Таблиця 9.2– Розрахункові параметри

№ п/п	Марка автомобіля	Ne, кВт	пд хв	$\omega$ 1/с	Мкmax, Н·м	Коеф. запасу $\beta$	Мрт. Н·м
1	ГАЗ 53А	84,6	3200			1.8...2.5	
2	ЗІЛ-130	51,5	4000			1.3...2	
3	Москвич 412	55	5800			1.8...2.5	

Розрахунковий момент тертя муфти

$$M_{\text{рзч}} = \mu \cdot q \cdot 2\pi \cdot R_0^2 \cdot b \cdot i_{\text{тм}}$$

Середній радіус тертя

$$R_0 = 0.5(R_1 + R_2)$$

Число пар поверхонь тертя

$$i_{\text{тм}} = m + n - 1$$

де  $m$  - число ведучих дисків;

$n$  - число ведених дисків

Ширина поверхонь тертя

$$b = R_1 - R_2$$

### Питання для самоперевірки

1. Призначення зчеплення в трансмісії автомобіля та поставлені до нього вимоги.
2. Призначення та принцип дії гасителів крутильних коливань.
3. Конструктивні варіанти натискових пружин та межі їх використання.
4. Типи приводу вимикання зчеплення та обґрунтування їх вибору.

Питання до самостійної роботи.

1. Накреслити принципову схему зчеплення, у відповідності до завдання.
2. Типи зчеплення.
3. Типи приводу вимкнення зчеплення.
4. Ведучі та ведені деталі зчеплення.
5. Типи натискового елемента.
6. Величина вільного та робочого ходу педалі зчеплення.

## Лабораторна робота № 10

### Коробки передач автомобілів

#### Мета і завдання роботи:

- вивчити призначення, конструктивні схеми і взаємодію деталей коробок передач автомобілів;
  - з'ясувати класифікацію коробок передач;
- ознайомитися з принциповими схемами їх і розрахунком передавальних чисел для різних передач.

**Забезпечуючі засоби:** коробки передач ГАЗ-53А, Москвич-412, ВАЗ 2108.

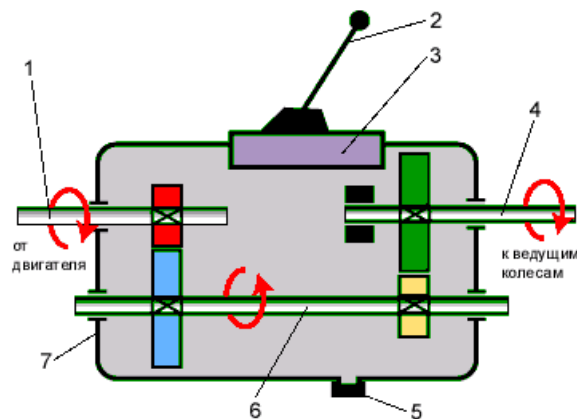
#### Вивчити:

- конструкцію коробок передач: розташування валів, установку шестерень і підшипників, будову синхронізатора, пристрій механізму перемикавання, замків, блокування;
- схеми передачі крутного моменту на всіх ступенях.

#### Загальні відомості

Коробка переміни передач (КПП) призначена для зміни за величиною і напрямком крутного моменту та передачі його від двигуна до ведучих коліс, а також зміни їх кутової швидкості. Крім того, вона забезпечує тривале роз'єднання двигуна і ведучих коліс, причому на необмежений термін.

На рисунку 10.1 наведено схему роботи тривалої коробки передач



1 - первинний вал, 2 - важіль перемикавання передач, 3 - механізм перемикавання передач, 4 - ведений вал, 5 - зливна пробка; 6 - проміжний вал, 7 - картер коробки передач

Рисунок 10.1 – Схема роботи тривалої коробки передач.

Тривалова коробка передач має ведучий, проміжний і ведений вали. Ведучий вал з'єднується зі зчепленням. Крутний момент від муфти зчеплення двигуна передається через шестерню, що жорстко закріплена на ведучому валу, на паралельно розташований проміжний вал. На ньому жорстко закріплено блок шестерень.



Ведений і ведучий вали розташовано на одній осі, що здійснюється за рахунок підшипника на ведучому валу, в який входить ведений вал. Це забезпечує незалежне обертання валів одного від другого.

Шестерні веденого вала вільно обертаються на ньому. Між ними розташовуються муфти синхронізаторів, які жорстко зчеплені з веденим валом, але можуть рухатися по ньому в поздовжньому напрямку за рахунок шліцьового з'єднання і завдяки зубчастим вінцям – з'єднуватись з відповідними зубчастими вінцями шестерень веденого вала. При з'єднанні синхронізатором первинного та вторинного валів (минаючи шестерні) отримують пряму передачу. Передавальне число прямої передачі дорівнює одиниці. На прямій передачі шестерні обертаються вхолосту і не зношуються.

Рух заднім ходом забезпечується за рахунок проміжної шестерні заднього ходу, яка встановлюється на окремій осі.

Двовалова коробка передач включає: ведучий вал, з'єднаний зі зчепленням

На валу жорстко закріплено блок шестерень. Проміжний вал відсутній. Паралельно ведучому валу розташовано ведений вал із блоком шестерень. Шестерні веденого валу знаходяться в постійному зачепленні з шестернями ведучого вала і вільно обертаються на валу. На веденому валу жорстко закріплена ведуча шестерня головної передачі. Між шестернями веденого вала встановлені муфти синхронізаторів.

Принцип роботи аналогічний принципу роботи тривалової коробки. Однак прямої передачі в двоваловій коробці немає. Кожна передача, крім заднього ходу, створюється однією парою шестерень, а не двома, як у триваловій коробці. Це підвищує ККД двовалової коробки, але обмежує величини передавальних чисел. Тому застосовується вона тільки в легкових автомобілях.

Вихідними даними для розрахунку коробки передач є максимальний крутний момент двигуна, частота обертання колінчастого вала і передавальні числа коробки передач.

При виконанні даного практичного заняття: вибирають тип і розробляють кінематичну схему коробки передач; визначають число ступенів і передавальні числа на різних передачах; визначають ККД коробки передач і крутний момент на веденому валу.

Розрахунок кількості зубів шестерень коробки передач

Послідовність розрахунку наступна.

Накреслюється кінематична схема; позначаються шестерні номерами по порядку, визначаються ведучі і ведені шестерні; задаються передавальні числа передач; встановлюється, які шестерні задіяні в кожній з передач коробки переміни передач; визначається число зубів ведучої шестерні; обчислюється кількість зубів шестерень всіх передач коробки.

На рисунку 10.2 наведено кінематичну схему триступеневої коробки передач.

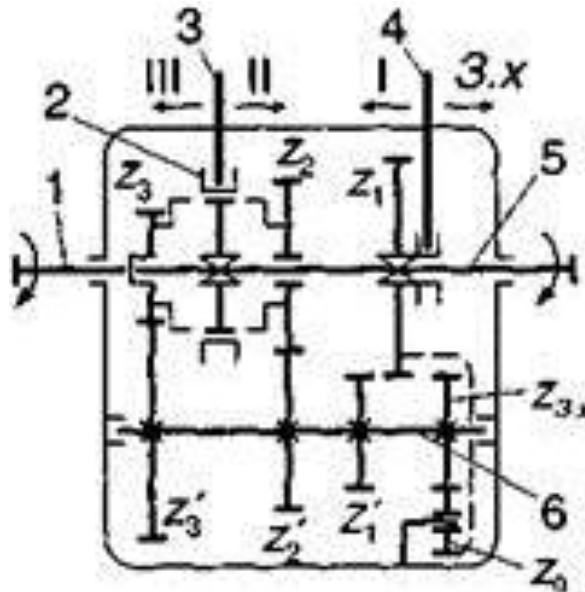


Рисунок 10.2 – Кінематична схема триступеневої коробки передач

На рисунку 10.2: 1 – ведучий вал; 5 – ведений вал; 6 – проміжний вал; 2 – синхронізатор; 3,4 – вилки переміщення синхронізаторів;  $Z_3$  – ведуча шестерня ведучого вала;  $Z_1', Z_2', Z_3', Z_{3.x}$  – блок шестерень, жорстко скріплених з проміжним валом;  $Z_1 \cdot Z_2$  – ведучі шестерні веденого вала;  $Z_0$  – проміжна шестерня заднього ходу автомобіля.

Передавальне число передачі визначається із відношення добутку числа зубів шестерні, на яку передається крутний момент, до числа зубів ведучих шестерень. Наприклад, для наведеної на рисунку 10.2 кінематичної схеми передавальне число коробки на першій передачі визначиться за формулою :

$$i_{k1} = \frac{Z_3' \cdot Z_1}{Z_3 \cdot Z_{1n}} \quad (10.1)$$

Для забезпечення паралельності валів суми чисел зубів кожної пари шестерень повинні бути рівними, оскільки модуль і кут нахилу зубців у всіх шестерень коробки однаковий.

Тобто для схеми на рисунку 10.1 повинно бути:

$$Z_3 + Z_3' = Z_1 + Z_1' = \dots \quad (10.2)$$

При виконанні лабораторної роботи проводиться чисельний розрахунок числа зубів шестерень коробки передач автомобіля Москвич 412, накреслюється її кінематична схема, за допомогою якої розраховуються передавальні числа всіх ступенів коробки.

Результати розрахунку заносяться в таблицю, зразок якої наведено нижче.

Таблиця 10.1 – Передавальні числа коробки передач

Передачі	1	2	3	4	5	З.х
Zi						
іkj						

ККД коробки передач автомобіля визначають за формулою:

$$\eta_{КП} = \eta_{зз} \cdot \eta_{П}, \quad (10.3)$$

де  $\eta_{зз}$  – ККД зубчастого зачеплення;

$$\eta_{П} \text{ – ККД підшипників;} \quad \eta_{kn} = 0,98^k \cdot 0,985^l \quad (10.4)$$

де  $k$  і  $l$  – число відповідно циліндричних зубчастих пар і пар підшипників у коробці переміни передач, через які на даній передачі послідовно передається потужність; для легкових автомобілів і вантажних з одноступеневою головною передачею.

Моменти на вихідному валу коробки передач автомобіля  $M_i$ , Н·м, визначають за формулою:

$$M_i = M_{\max} \cdot i_{kn} \cdot \eta_{kn} \quad (10.5)$$

де  $M_{\max}$  – максимальний крутний момент, на вході в коробку передач, Н·м;

$i_{kn}$  – передавальне число передачі КПП.

Взявши для двигунів автомобілів  $M_{\max}$  (Н·м) при  $n$  (хв-1), а також дані таблиці 10.1, знаходять максимальний крутний момент на вихідному валу коробки передач. Результати розрахунку – таблиця 10.2.

Таблиця 10.2 – Крутний момент на вихідному валу коробки передач

Передачі	1	2	3	4	5	З.х
іkj						
$M_{i\max}$ , Н·м						

### Завдання для самостійної роботи

Провести розрахунки передавальних чисел і ККД для всіх ступенів коробки переміни передач, а також при цьому знайти значення максимальних крутних моментів на вихідному валу коробки.

Вихідні дані:

– максимальний крутний момент колінчастого вала двигуна при кількості

його обертів за хвилину:  $M_{\max} = 210$  Н·м при  $n = 3400$  хв-1;

– кількість зубів шестерень коробки наведено в таблиці 10.4.

Таблиця 10.4 – Число зубів шестерень коробки передач

Шестерні	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число зубів	43	32	24	17	16	25	34	41	18	22

Кінематичну схему коробки передач наведено на рисунку 10.4.

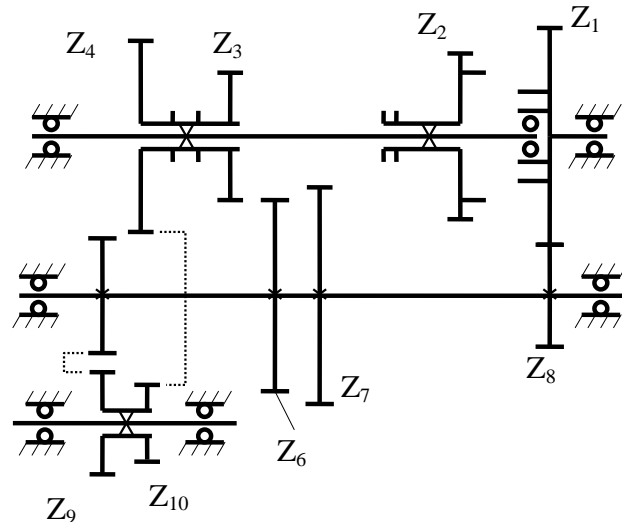


Рисунок 10.4 – Кінематична схема коробки передач

### Порядок дій при виконанні роботи

Провести:

- розборку /зборку коробки автомобіля Москвич-412;
- виміри кількості зубів всіх шестерень коробки;
- розрахувати передавальні числа для всіх ступенів коробки передач;
- розборку /зборку синхронізатора коробки автомобіля Москвич-412;
- визначити величину ККД коробки на всіх передачах і порівняти їх;
- накреслити кінематичні схеми коробок передач автомобілів Москвич-412, ГАЗ-53А, ВАЗ 2108 і вказати послідовність передачі крутного моменту для кожної ступені.
- скласти таблицю даних про кількість зубів шестерень і підрахувати передавальні числа КПП вказаних автомобілів.

### Вимоги до звіту:

Звіт по лабораторній роботі повинен містити:

- ввідну частину, в якій розкривається мета роботи, загальні відомості про КПП, коротко викладається послідовність виконання лабораторної роботи;
- основну частину, що містить схеми КПП і кінематичні схеми, методику проведення лабораторної роботи, розрахунковий матеріал;
- завершальну частину, що включає аналіз і узагальнення отриманих результатів, формування висновків.

Кожен студент оформляє звіт по лабораторній роботі.

### Контрольні питання:

1. Дайте характеристику вивченій коробці передач.
2. Чому в автомобільних коробках передач застосовують косозубі шестерні?

3. Покажіть, через які шестерні передається крутний момент на тій або іншій передачі?
4. Поясніть призначення і будову синхронізатора.
5. Як відбувається мащення підшипників і шестерень при роботі коробки передач?

## Лабораторна робота № 11 Карданні передачі автомобілів

**Мета роботи:** вивчити будову і принцип роботи карданних передач, ознайомитися з методикою розрахунку їх основних параметрів.

**Обладнання:** карданний вал, карданні шарніри, плакати, підручники, набір інструментів.

### Загальні положення

Карданні передачі призначені для передавання обертового руху від одного вала до іншого, осі яких не співпадають, Вони або можуть змінювати своє положення під час передавання руху .

Карданна передача, як правило, складається із карданного вала і двох карданних шарнірів, які забезпечують кутове переміщення карданного вала.

Карданні передачі, виготовляють з шарнірами нерівних і рівних кутових швидкостей (рисунки 11.1 і 11.2 відповідно).

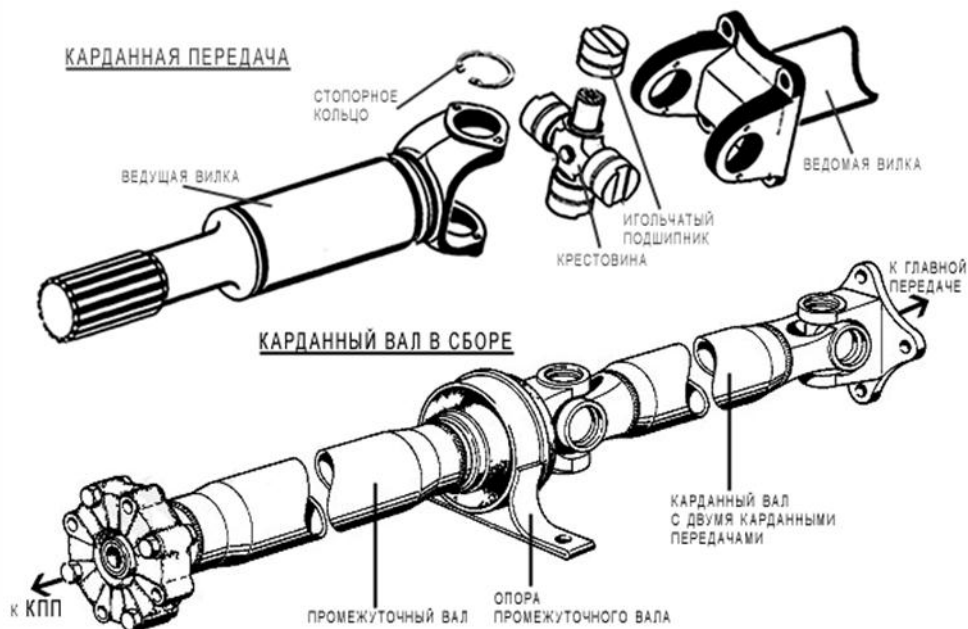


Рисунок 11.1 – Карданна передача з шарнірами нерівних кутових швидкостей



Рисунок 11.2 – Карданна передача з шарнірами рівних кутових швидкостей

Опис елементів карданних передач нерівних (асинхронних) і рівних (синхронних) кутових швидкостей наведено на рисунках 11.1 і 11.2.

При рівномірному обертанні ведучої вилки асинхронного шарніру ведена вилка за кожен оберт карданного вала двічі обганяє і двічі відстає від ведучої вилки.

Для усунення нерівномірності обертання веденого вала застосовують два карданних шарніра, а вилки карданного вала розташовують в одній площині. У цьому випадку нерівномірність обертання, яка викликана одним шарніром, компенсується нерівномірністю, яка викликана іншим.

Карданні шарніри рівних кутових швидкостей (ШРКШ) діляться на жорсткі і універсальні шарніри. Їх переважно використовують у приводі передніх ведучих мостів автомобілів.

Жорсткий шарнір (рисунок 11.3) складається з корпусу, сполученого з вхідним валом.

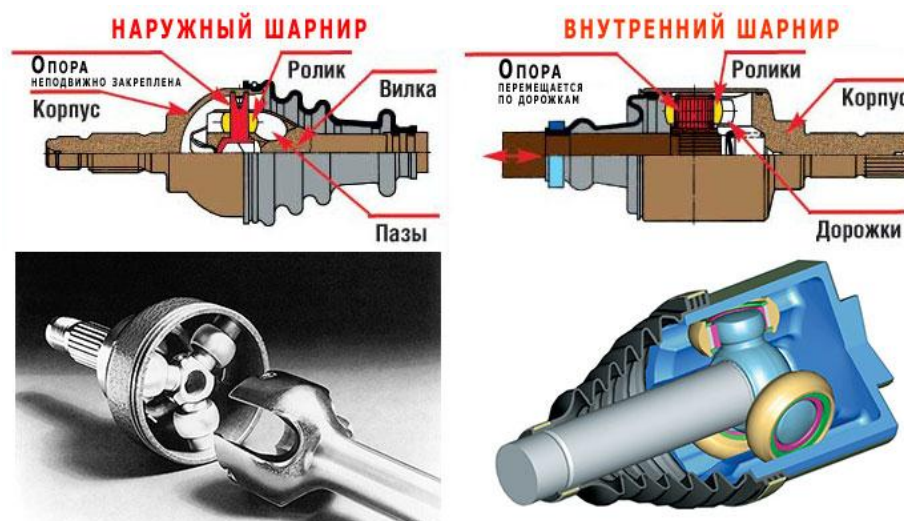


Рисунок 11.3 – Шарніри рівних кутових швидкостей

У корпусі нерухомо закріплюється трипроменева опора, на кінцях якої встановлено обертові ролики з кульовою поверхнею. Всередину корпусу встановлено вилку з вихідним валом, в якій для переміщення по роликах зроблено три пази циліндричного перетину.

Торцева поверхня вилки сферична, що дозволяє отримати більший робочий кут між сполученими валами.

Універсальний шарнір складається з корпусу, трьох роликів, одягнутих на пальці трипроменевої опори, напруженої на шліцеву частину вихідного вала. Ролики на пальцях опори обертаються на голчастих підшипниках. У внутрішній частині корпусу зроблено канавки під ролики, що забезпечує необхідний кут повороту внутрішнього шарніра, а також дозволяє опорі переміщуватися в поздовжньому напрямку.

Розрахунок основних параметрів асинхронної карданної передачі

В асинхронних карданних передачах з двома карданними шарнірами і валами, розташованими в одній площині (рисунок 11.4) прийнято вилки шарнірів розташовувати під кутом  $\pi / 2$  одну відносно іншої.

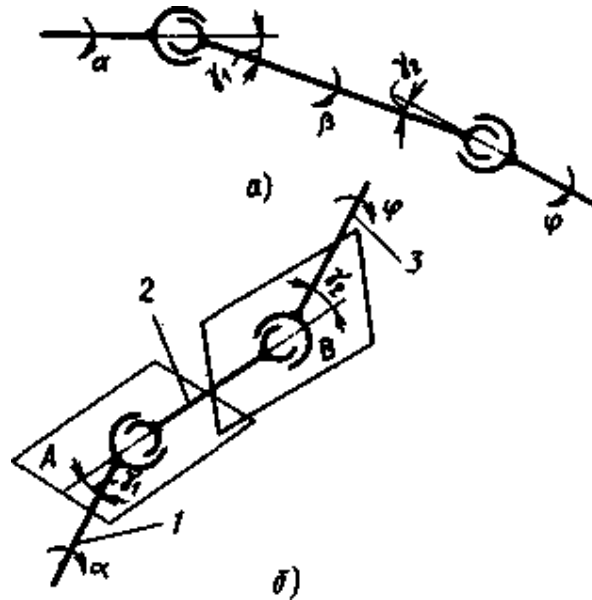


Рисунок 11.4 – Схема асинхронної карданної передачі

а) – плоскої, б) – просторової

Для першого шарніру, у якого ведуча вилка лежить у площині креслення, що є початком відліку кута повороту валів, справедливо співвідношення кутів повороту ведучого і веденого валів, що впливає з векторного зображення кутових швидкостей двох суміжних валів:

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma_1 \quad \text{або} \quad 1 / \operatorname{tg} \beta = \cos \gamma_1 / \operatorname{tg} \alpha \quad (11.1)$$

Для другого шарніру, у якого ведуча вилка повернена на кут  $\pi / 2$  щодо площини креслення,

$$\operatorname{tg} (\pi / 2 + \varphi) = \operatorname{tg} (\pi / 2 + \beta) / \cos \gamma_2 \quad \text{або} \quad 1 / \operatorname{tg} \beta = \cos \gamma_2 / \operatorname{tg} \alpha. \quad (11.2)$$

Синхронність обертання двох суміжних валів можлива у випадку рівності правих частин (11.1) і (11.2), тобто:

$$\cos \gamma_1 / \operatorname{tg} \alpha = \cos \gamma_2 / \operatorname{tg} \beta \quad (11.3)$$

або

$$\operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \beta = \cos \gamma_2 / \cos \gamma_1 \quad (11.4)$$

Отже, як видно з (11.4), рівність кутів повороту (синхронність обертання ведучого і веденого валів) карданної передачі з двома шарнірами, вилки яких повернуті відносно одна до іншої на кут  $\pi / 2$ , можливо в випадку, якщо  $\gamma_1 = \gamma_2$ .

Для карданної передачі визначають внутрішній і зовнішній діаметри валів, виходячи з критичної частоти обертання  $\omega_{\text{кр}}$ ,  
 $\omega_{\text{кр}} = K_3 \cdot \omega_{\text{тах}}$



де  $K_z = 1,2 \dots 2,0$  – коефіцієнт запасу;

$\omega_{\max} = (1,1 \dots 1,2) \cdot (\omega_{\text{дmax}} / i_{\text{кmin}})$  – максимально можлива при русі автомобіля частота обертання карданного вала;

$\omega_{\text{дmax}}$  – максимальна частота обертання колінчастого вала двигуна;

$i_{\text{кmin}}$  – мінімально передавальне число коробки передач.

Знаючи значення  $\omega_{\text{кр}}$ ,  $s-1$  та вибравши величину внутрішнього діаметра вала  $d$  із ГОСТ 13758–89 (табл. 9, додаток 4), знаходять зовнішній діаметр  $D$  із виразу:

$$\omega_{\text{кр}} = 12,42 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L_b^2}, \quad (11.5)$$

де  $D, d$  – відповідно зовнішній та внутрішній діаметри карданного вала, м;  
 $L_b$  – довжина карданного вала (відстань між шарнірами), м (значення  $L_b$  визначають із компоновальної схеми автомобіля. Якщо  $L_b > 1,6$  м, слід приймати двовалову передачу).

Обчислену величину  $D$  округляють до найближчої більшої, після чого перевіряють міцність вала на кручення за виразом:

$$\tau = \frac{16 \cdot M_{\text{розр}} \cdot D}{\pi \cdot (D^4 - d^4)} \leq [\tau] \quad (11.6)$$

де  $M_{\text{розр}}$  – розрахунковий крутний момент;

$$M_{\text{розр}} = \beta \cdot M_{\text{кmax}} \cdot i_{\text{к1}} \quad (11.7)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт запасу зчеплення;

$M_{\text{кmax}}$  – максимальний крутний момент двигуна;

$i_{\text{к1}}$  – передавальне число першої передачі;  $[\tau] = 100 \dots 300$  МПа.

Кут закручування вала, град,

$$\varphi = \frac{M_{\text{розр}} \cdot L_b}{G \cdot I_p} \frac{180}{\pi} \quad (11.8)$$

де  $G$  – модуль зсуву матеріалу (для сталі  $G = 80$  ГПа);

$I_p$  – полярний момент інерції перерізу для порожнистого вала:

$$I_p = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} \quad (11.9)$$

Кут закручування не повинен перевищувати  $6^\circ$  на кожний метр довжини. Якщо  $\varphi > 6^\circ$ , то доцільно збільшити площину перерізу карданного вала або зменшити його довжину.

### Самостійна робота

1. Для автомобіля ЗІЛ-130 провести розрахунок критичної частоти обертання карданного вала при наступних вихідних даних:

– максимальний крутний момент на валу двигуна  $M_{\text{кmax}} = 478$  Н·м при  $n_{\text{м}} = 3000$  хв-1;

– передавальні числа коробки передач:  $i_{\text{к1}} = 6,4$ ,  $i_{\text{к2}} = 3,4$ ,  $i_{\text{к3}} = 1,9$ ,  $i_{\text{к4}} = 1,0$ ;

– передавальне число головної передачі:  $i_0 = 6,4$ ;

- зовнішній діаметр карданного вала – 67 мм;
- внутрішній діаметр карданного вала – 60 мм;
- довжина карданного вала – 1,86 м.

2. Визначити максимальну частоту обертання карданного вала і порівняти її з критичною.

3. Визначити, як зміниться критична частота карданного вала при скороченні його довжини вдвічі.

3. Перевірити міцність карданного вала на кручення.

#### **Порядок виконання роботи.**

1. Записати призначення карданних передач.
2. Вивчити будову і принцип роботи карданних шарнірів, користуючись стендом, плакатами, методичними вказівками.
3. Накреслити схему карданного шарніра з голковими підшипниками, вказати його складові частини.
4. Провести розборку і зборку карданного шарніру.
5. Описати послідовність розборки і зборки карданного шарніру.
6. Провести, обумовлені в самостійній роботі, розрахунки.
6. Зробити висновки по роботі.

#### **Питання для самоперевірки**

1. Назвіть специфічні вимоги до карданної передачі. Як класифікують карданні передачі та карданні шарніри?
2. Запишіть рівняння для визначення критичної частоти обертання вала карданної передачі. Проаналізуйте їх.
3. Сформулюйте умови, за яких забезпечується синхронне обертання веденого вала карданної передачі з двома асинхронними шарнірами.

## Лабораторна робота № 12

### Ведучі мости автомобілів

**Мета роботи:**– вивчити призначення, конструктивні схеми, будову і принцип роботи заднього ведучого мосту автомобілів ВАЗ 2103, ГАЗ-53А., визначити тип і передавальне число головної передачі автомобіля ВАЗ 2103.

**Обладнання:** головна передача автомобіля ВАЗ 2103, задній міст автомобіля ГАЗ-53А, плакати, підручник, методичні вказівки.  
Вивчити:

- конструкцію ведучих задніх мостів з головними передачами тупикового типу, з колісними редукторами;
- конструктивні особливості ведучих мостів з прохідним валом;
- конструктивні особливості передніх ведучих мостів автомобілів;
- кінематику роботи диференціалу;– схему установки та способи регулювання підшипників і зачеплення шестерень.

#### Загальні відомості.

Ведучий міст – це механізм трансмісії, призначений для трансформації, розподілення і переносу обертального руху від веденого вала коробки передач або роздавальної коробки до ведучих коліс, а також для переносу руху від ведучих коліс до поступального руху остову автомобіля.

Ведучі мости колісних автомобілів складаються: з головної передачі, яка містить пару конічних шестерень 1 (рисунок 12.1) з круговими (спіральними) зубцями, диференціала 2, валів ведучих коліс (півосей) 3, і кінцевих передач (при необхідності).

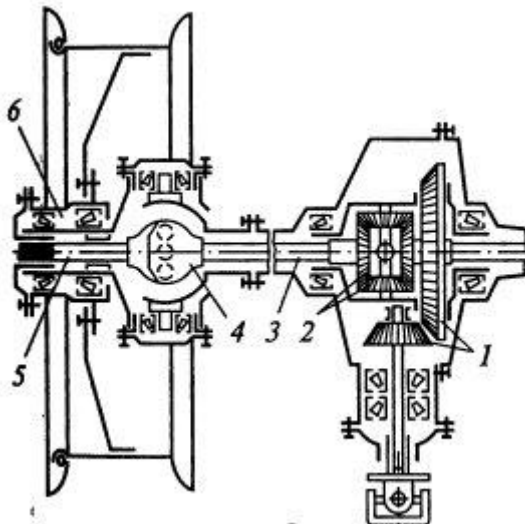


Рисунок 12.1 – Схема одинарного ведучого мосту автомобіля

Головна передача призначена для збільшення передавального числа трансмісії і крутного моменту на ведучих колесах, зміни на кут 90° напрямку обертального руху і переносу його до міжколісного диференціала.

За конструкцією головні передачі бувають конічні із спіральними зубами або гіпоїдні передачі.

Оди́нарні голо́вні передачі – це, як правило, пара конічних зубчастих коліс, застосовують у тих випадках, коли осі валів коробок передач розташовані перпендикулярно до поздовжньої осі автомобіля.

Оди́нарна голо́вна передача і центральні редуктори подвійних голо́вних передач виконуються з парою конічних або гіпоїдних коліс (рисунок 2).

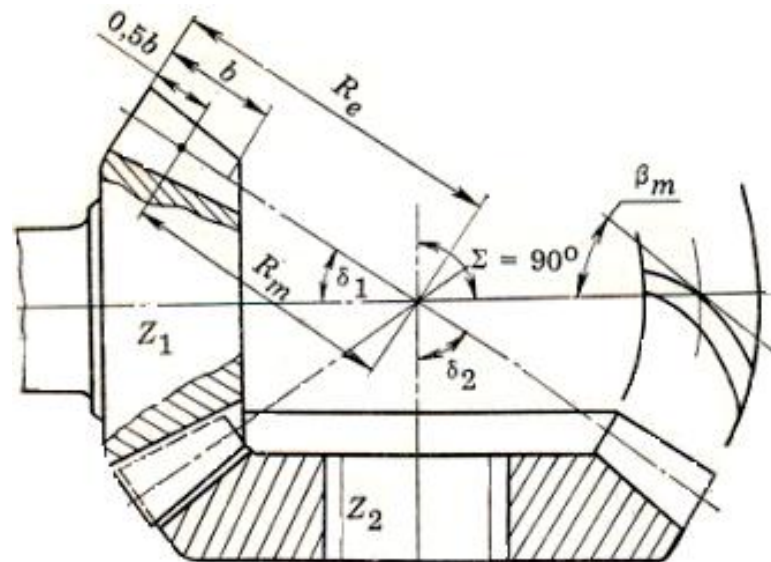


Рисунок 12.2 – Схема конічної передачі

Характерні розміри конічної передачі

Основні розміри конічної передачі з міжосьовим кутом  $90^\circ$  наступні.

1. Середній кут нахилу лінії зуба  $\beta_t$  (в градусах) визначається за формулою:

$$\beta_{m1} = 25 + 5 \cdot \sqrt{i_{0r}},$$

(12.1)

де  $i_{0r}$  – передавальне число головної передачі.

Зубчасті колеса гіпоїдних передач схожі на конічні колеса з круговими зубами, але їх геометрія відрізняється від геометрії останніх.

Основні особливості гіпоїдних передач полягають у тому, що осі обертання шестерні і колеса перехрещуються; середні кути нахилу зубів шестерень  $\beta_{t1}$  і колеса  $\beta_{t2}$  різні ( $\beta_{t1} > \beta_{t2}$ ), круговий модуль шестерні більший кругового модуля колеса. Крім того, передавальне число гіпоїдної передачі іо.к буде більше, ніж конічної при однаковому відношенні чисел зубів. Так, передавальне число конічної передачі іо.к =  $z_2 / z_1$ , а гіпоїдної передачі іо.г =  $(z_2 / z_1) \cdot k_r$ , де  $k_r$  – коефіцієнт збільшення діаметра гіпоїдної шестерні.

Наближене значення внутрішнього ділильного діаметра гіпоїдного колеса  $d_{e2}$  і середнього кута нахилу лінії зуба гіпоїдної шестерні  $\beta_{t1}$  (в градусах) можуть бути знайдені за формулою:

$$d_{e2} = (1,81...2,06)\sqrt{M_p \cdot i_{or}},$$

(12.2)

де  $M_p$  – розрахунковий крутний момент, прикладений до колеса, Н·м;

2. Радіус середньої точки зуба ведучої шестерні:

$$R_{m1} = \frac{z_1 \cdot m_n \cdot (L - 0,5 \cdot b_1)}{2 \cdot \cos(0,017 \cdot \beta_m) \cdot L}$$

(12.3)

3. Радіус середньої точки зуба веденої шестерні:

$$R_{m2} = \frac{z_2 \cdot m_n \cdot (L - 0,5 \cdot b_2)}{2 \cdot \cos(0,017 \cdot \beta_m) \cdot L},$$

(12.4)

де  $Z_1$  – число зубів ведучої шестерні;

$Z_2$  – число зубів веденої шестерні;

$L$  – довжина твірної ділильного конуса ;

$b_1$  – довжина зубів ведучої шестерні;

$b_2$  – довжина зубів веденої шестерні;

$\beta_t$  – кут нахилу гвинтової лінії;

$m_n$  – розрахункове значення нормального модуля зачеплення:

$$m_n = \frac{2 \cdot \cos(0,017 \cdot \beta_{m1}) \cdot L}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}} \quad (12.5)$$

Кількість зубів шестерень обчислюють за передавальним числом і0 головної передачі, знайденим у тяговому розрахунку, прийнятої кінематичної схеми і мінімальною кількістю зубів ведучої шестерні ( $Z = 5...11$  – менші

значення – для вантажних автомобілів).

4. Середня ділильна відстань  $R_m$  (рисунок 12.2) і ширина зуба  $b$  визначаються за формулами:

$$R_e = 0,5 \cdot m_n \sqrt{z_1^2 + z_2^2}; \quad b = 0,3R_e; \quad (12.6)$$

$$R_m = R_e - 0,5b. \quad (12.7)$$

Кути ділильних конусів визначають за формулами:

$$\delta_1 = \arctg(z_1/z_2); \quad \delta_2 = 90^0 - \delta_1. \quad (12.8)$$

Подвійні головні передачі (рисунок 12.3) складаються із двох зубчастих передач: конічної і циліндричної.

Циліндрична зубчаста передача з прямими або косими зубами виконує функцію кінцевої передачі. Вона збільшує передавальне число і крутний момент, а також зменшує частоту обертання ведучих коліс.

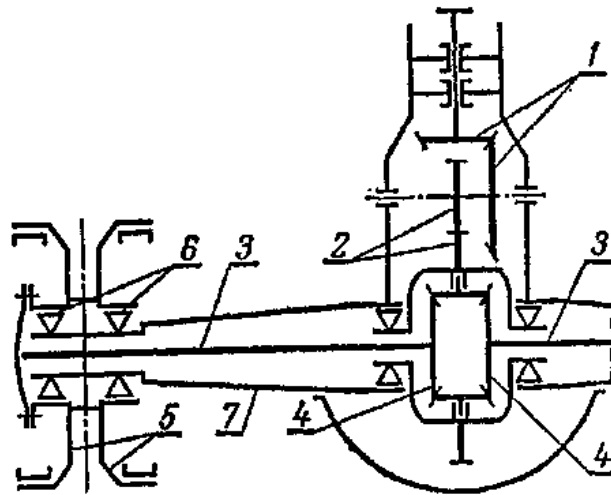


Рисунок 12.3 – Схема заднього ведучого мосту з подвійною головною передачею:

1 – конічні шестерні; 2 – циліндричні шестерні; 3 – піввісь; 4 – півосьові шестерні; 5 – двоскатні колеса; 6 – підшипники; 7 – кожух.

Подвійна передача може бути центральною і рознесеною, коли циліндрична пара зубчатих коліс знаходиться в приводі кожного ведучого колеса.

Центральна головна передача може бути двоступінчастою, тобто з двома парами циліндричних зубчатих коліс, які мають різні передавальні числа.

Диференціал – це механізм, призначений для розподілення крутного моменту між ведучими півосями автомобіля і забезпечення обертання ведучих коліс з різною частотою під час руху кривою або при різному зчепленні ведучих коліс з дорогою.

Диференціал (рисунок 12.4) складається із корпусу 2, у приливах якого на осі вільно встановлено шестерню-сателіт 3. Отвори бокових приливів служать опорами півосей 5 з закріпленими на них конічними півосьовими шестернями 1 і 4, які знаходяться у зачепленні із сателітом 3. Обертання корпусу 2 диференціала передається від веденої шестерні 1 головної передачі. Якщо у півосей 5 опір обертанню однаковий, то сателіт 3 нерухомий відносно на осі закріплення, і вся система обертається як одне ціле.

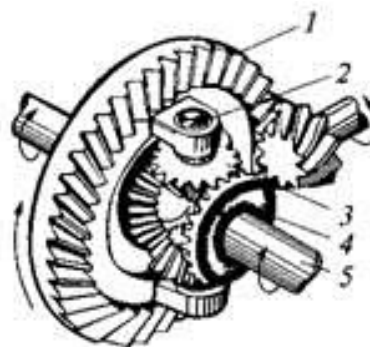


Рисунок 12.4 – Схема диференціалу:

1,4 – шестерні; 2 – корпус; 3 – сателіт; 5 – піввісь

Якщо опір обертанню однієї півосі буде більшим, то сателіт 3 буде обертатись на своїй осі. У цьому випадку обертання ведучих коліс буде відбуватись з різними кутовими швидкостями, проте, при цьому буде справедливою залежність:

$$n_k = \frac{n_{\text{Л}} + n_{\text{П}}}{2}, \quad (12.9)$$

де  $n_k$  - частота обертання корпусу диференціала;  
 $n_{\text{Л}}$ ,  $n_{\text{П}}$  - частоти обертання лівої та правої півосей.

### Порядок виконання роботи

1. Записати означення і призначення заднього ведучого мосту.
2. Вивчити будову і принцип роботи мосту автомобілів ВАЗ і ГАЗ-53А, користуючись стендом, плакатами і методичними вказівками.
3. Накреслити кінематичну схему мосту ВАЗ 2103, вказати його конструктивні елементи.
4. Порахувати кількість зубів зубчатих коліс головної передачі автомобіля ВАЗ і автомобіля ГАЗ-53А, прийнявши для останнього автомобіля конічну передачу і  $Z_1=9$ ,  $Z_2=41$ . Занести дані в таблицю 1.
5. Обчислити передавальні числа головних передач, результат занести в таблицю 1.
6. Експериментально визначити передавальне число головної передачі автомобілів ВАЗ і ГАЗ-53А через відношення частоти обертання вал ведучої шестерні до частоти обертання півосей. Дані занести в таблицю 12.1.
7. Порівняти теоретично і експериментально визначене передавальне число.
8. Зробити висновки по роботі.

Таблиця 12.1– Експериментальні і розрахункові дані

Вид передачі	Число зубців	Формула передавального числа, і	Передавальне число, іт	Експериментальне передавальне число, іе
Конічна Гіпоїдна	Z1			
	Z2			
	Z1			
	Z2			

Вимоги до звіту Звіт по лабораторній роботі повинен містити:

- вступну частину, в якій розкривається мета роботи, коротко викладається послідовність виконання лабораторної роботи;
- основну частину, що містить схеми та опис конструкцій головних передач і диференціалу, методику проведення лабораторної роботи, розрахунковий матеріал;

– заключну частину, що включає аналіз і узагальнення отриманих результатів, формулювання висновків.

**Питання для самоперевірки**

1. Назвіть переваги і недоліки гіпоїдного зачеплення.
2. Які конструктивні особливості мають головні передачі різних типів?
3. Охарактеризуйте одинарну і подвійну головні передачі.
3. За якими формулами визначають основні параметри головної передачі?
3. Чим викликана необхідність застосування в головних передачах диференціалів?
4. Охарактеризуйте способи регулювання підшипників шестерень головної передачі і зачеплення шестерень.



## Лабораторна робота № 13

### Визначення коефіцієнта опору коченню коліс автомобіля

**Мета роботи:** експериментально визначити значення коефіцієнту опору коченню при русі колеса автомобіля на сухому і вологому твердому покритті, а також на пісчаному ґрунті.

**Устаткування:** спеціальний стенд для визначення коефіцієнтів кочення опору руху коліс автомобіля, динамометр, навантажувальне пристосування, контейнер з ґрунтом.

#### Загальні відомості

При визначенні тягово-зчіпних якостей автомобіля необхідно знання величини коефіцієнта опору руху автомобіля при заданих дорожніх умовах.

Коефіцієнт опору коченню автомобіля може визначатися для окремих коліс і для машин в цілому.

В натуральних умовах визначення коефіцієнта опору коченню автомобіля здійснюють на рівних ділянках доріг. При цьому автомобіль через динамометр приєднується до тягача і буксирується ним. Рух повинен проходити плавно, без ривків.

Експеримент проводиться не менше двох разів в прямому і зворотному напрямках, щоб виключити вплив поздовжнього ухилу. Замір показників динамометра проводять на заздалегідь виділеній ділянці шляху. При замірі визначається сила опору коченню  $P_f$ .

Значення коефіцієнта опору кочення визначається за формулою:

$$f = P_f / G \quad (13.1)$$

де  $G$  – вага машини,

$P_f$  – сила опору коченню.

Значення коефіцієнта опору коченню залежить від сил тертя в підшипниках коліс, деформації колеса і опорної поверхні, а також – від конструкції шин.

Значення коефіцієнта опору коченню наведено в таблиці 13.1.

Таблиця 13.1– Значення коефіцієнта опору коченню.

Опорна поверхня	Шини високого тиску	Шини низького тиску
цементобетон	0,015-0,02	0,02
сухий асфальтобетон	0,015-0,02	0,02
суха ґрунтова дорога	0,02-0,06	0,025-0,035
мокра ґрунтова дорога	0,15-0,25	0,2-0,3
ґрунт розпушений	0,20-0,30	0,1-0,2
ґрунт ущільнений	0,1-0,2	0,10-0,15
пісок вологий	0,1-0,3	0,06-0,15
пісок сухий	0,3-0,5	0,2-0,3
сніг розпушений	0,1-0,2	0,05-0,15
сніг укатаний	0,04-0,08	0,05-0,1

### Порядок виконання роботи

1. Для виконання лабораторної роботи використовується спеціальний стенд, який дозволяє змінювати навантаження на вісь колеса і вимірювати силу тяги при плавному коченні колеса по вибраному зразку дороги.
2. Встановлюється стенд на підготовлену ділянку, обладнується пристосуваннями для навантаження колеса автомобіля ВАЗ з внутрішнім тиском 0,2 МПа і 0,15 МПа (додатковий дослід) для вимірювання тягового зусилля при плавному його русі.
3. Відмічається відрізок шляху, на якому проводяться виміри, приблизно рівний довжині кола колеса.
4. Після приєднання динамометра до осі колеса проводиться його переміщення не менше двох разів в прямому і зворотному напрямках.
5. Показники динамометра фіксуються і результати заносяться в таблицю (зразок – таблиця 13.2).
6. Розраховується значення коефіцієнта опору коченню коліс автомобіля.

Таблиця 13.2 – Результати визначення коефіцієнта опору коченню колеса автомобіля ВАЗ

№ п/п	Опорна поверхня при тиску в шині рВ: 0,2 МПа верхня стрічка, 0,15 МПа – нижня	Осьова сила, Н	Сила прикладена до осі тяги,			Значення коефіцієнта опору коченню, f
			Pf	Pf	Pf	
1	Сухе тверде покриття	G				
2						
3	Сухий ущільнений пісок					
4						
5	Мокре тверде покриття					
6						
7	Мокрий ущільнений пісок					
8						

7. Отримані значення коефіцієнтів опору коченню порівняти з величинами наведеними в таблиці 1.

8. Зробити висновки.

### Вимоги до звіту

Звіт по лабораторній роботі повинен містити:

- вступну частину, в якій розкривається мета роботи, коротко викладається послідовність виконання лабораторної роботи;
- основну частину, що містить схеми та опис конструкції стенду для визначення коефіцієнта опору коченню коліс автомобіля, методику проведення лабораторної роботи, розрахунковий матеріал;
- заключну частину, що включає аналіз і узагальнення отриманих результатів, формулювання висновків.

**Питання для самоперевірки**

1. Що характеризує коефіцієнт опору коченню коліс автомобіля?
2. Як залежить коефіцієнт опору коченню від особливостей дорожнього покриття?
3. За якою формулою визначається коефіцієнт опору коченню коліс автомобіля?
4. Назвіть значення коефіцієнту опору коченню для різних видів і стану дорожнього покриття.
5. Як впливає тиск в шинах на величину коефіцієнт опору коченню коліс автомобіля?

## Лабораторна робота № 14

### Визначення коефіцієнта зчеплення коліс автомобіля

**Мета роботи:** експериментально визначити значення коефіцієнта зчеплення колеса автомобіля з опорною поверхнею на сухому і вологому твердому покритті, а також на пісчаному ґрунті.

**Устаткування:** спеціальний стенд для визначення коефіцієнтів зчеплення і кочення під час руху коліс автомобіля, динамометр, навантажувальне пристосування, контейнер з ґрунтом.

#### Загальні відомості

Сила тяги на ведучих колесах обумовлена силою зчеплення, що виникає при взаємодії коліс з дорогою. При відсутності поперечних сил максимальне значення сили зчеплення визначають за формулою:

$$P_{зч} = \varphi \cdot Z, \quad (14.1)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою;  $Z$  – нормальна реакція дороги, Н.

Для руху автомобіля без буксування необхідно, щоб сила зчеплення за величиною була рівною або більшою ніж сила тяги, що створюється ведучими колесами.

Вага автомобіля, що приходить на ведучі колеса, називається зчіпною вагою. На зчіпні властивості поверхні і колеса впливають: характер стану протектора (рисунок, розташування виступів, їх знос тощо), а також стан і вид дорожнього покриття.

Середні значення коефіцієнта зчеплення шин з дорогою, наведено в таблиці 14.1.

Таблиця 14.1 – Коефіцієнти зчеплення шин з дорогою

Тип дорожнього покриття	Стан дорожнього покриття	
	сухе	мокре
1	2	3
Асфальтобетонне, цементне	0.7 – 0.8	0.35 – 0.45

Продовження таблиці 14.1

1	2	3
Гравійне	0.6 – 0.7	0.3 – 0.4
Бутовий камінь	0.6 – 0.7	0.4 – 0.5
Щебень	0.6 – 0.7	0.3 – 0.4
Грунтова дорога	0.5 – 0.6	0.2 – 0.4
Суглинок	0.4 – 0.5	0.2 – 0.4
Пісчана дорога	0.2 – 0.3	0.4 – 0.5
Укатаний сніг	0.2 – 0.3	0.2 – 0.3
Рихлий сніг	–	0.2 – 0.4
Обледеніла дорога	0.1 – 0.2	0.1 – 0.2

При русі автомобіля по твердих, рівних і сухих дорогах коефіцієнти зчеплення шин з різними конструктивними елементами мало відрізняються, їх абсолютні величини залежать, в основному, від виду та стану дорожнього покриття, властивостей протекторів шин.

Вплив рисунку протектора є значним при коченні шини по дорозі з мокрим покриттям завдяки кращому витісненню води з площі контакту, а також завдяки підвищенню тиску протектора на опорну поверхню.

При видаленні вологи виникають умови сухого і напівсухого тертя, що різко підвищує коефіцієнт зчеплення.

При швидкості понад 110 ... 130 км / год і товщині шару води 3...3,5 мм навіть нові протектори не забезпечують відведення води з площі контакту з дорогою. У результаті коефіцієнт зчеплення стає менше 0,1.

Матеріал протектора впливає на коефіцієнт зчеплення в умовах напівсухого і сухого тертя.

При русі автомобіля по м'яких в'язких ґрунтах коефіцієнт зчеплення в значній мірі залежить від самоочищення протектора, що залежить від частоти обертання колеса, при якій з западин протектора ґрунт викидається відцентровою силою.

При експериментальному визначенні коефіцієнта зчеплення автомобіль-тягач за допомогою тросу з вмонтованим в нього динамометром буксирує дослідний автомобіль, колеса якого загальмовані.

За показаннями динамометра визначають силу  $R_{зч}$  при рівномірному русі автомобіля-тягача, і знаючи вагу дослідного автомобіля  $G$ , а також використовуючи формулу (1), визначають силу і потім коефіцієнт зчеплення.

Інший спосіб визначення коефіцієнта зчеплення, оснований на використанні спеціальної лабораторної установки, яка дозволяє здійснити відповідне визначення в лабораторних умовах. Опис лабораторної установки

Лабораторна установка складається із спеціального станду, на якому закріплюється загальмоване колесо автомобіля ВАЗ. Колесо береться з новим і зношеним протектором. Стенд дозволяє змінювати величину осьового навантаження на колесо.

У якості зразка дорожнього покриття приймаються бетон і ущільнений пісок (у сухому і мокрому стані).

Завантажене певним осьовим зусиллям загальмоване колесо приводиться до руху тросом, в який вмонтовано динамометр, показання якого дозволяють визначити силу зчеплення колеса з опорною поверхнею.

#### Порядок виконання роботи

1. Установити на стенді колесо автомобіля ВАЗ, виключивши можливість його обертання. Тиск повітря в шині має дорівнювати 0,2 МПа (0,15 МПа – інша серія дослідів).

2. Визначити частину повної ваги автомобіля G2, що припадає на ведучу вісь автомобіля.

3. Використовуючи завантажувальний пристрій, шляхом регулювання установити величину осьової сили, що діє на ведуче колесо і дорівнює для автомобіля ВАЗ  $G2/2$ .

4. За допомогою тросу, прикріпленого до осі загальмованого колеса, останнє переміщувати повільно і рівномірно по опорній поверхні.

5. За допомогою динамометра, який вмонтовано в трос, визначити силу зчеплення  $P_f$ . Результати вимірів сили зчеплення, а також значення інших розрахункові параметрів занести в таблицю (зразок – таблиця 14.2).

6. Провести досліди і заміряти силу  $P_f$  за допомогою динамометра при рівномірному переміщенні колеса при наступних умовах:

– змінивши навантаження на вісь колеса для автомобіля, прийнявши його вагу за спорядженою вагою;

– для нового і зношеного протекторів на різних дорожніх покриттях, обумовлених в описі лабораторної установки ;

– при значеннях тиску в камері шини 0,2 МПа і 0,15 МПа.

Таблиця 14.2 – Результати вимірів і розрахунків

Дорожнє покриття	Протектор	Навантаження, Н	Результати вимірів $P_f$ , Н		$P_{fcp}$ , Н	$\varphi = \frac{P_{fcp}}{G}$	$\varphi_{cp}$
			0,2МПа	0,15 МПа			
Бетон сухий	Новий						
	Зношений						
Бетон мокрий	Новий						
	Зношений						
Пісок сухий	Новий						

	Зношений						
Пісок мокрый	Новий						
	Зношений						

### Зміст звіту

До звіту необхідно включити:

1. Короткі теоретичні відомості
2. Схему експериментального стенду.
3. Опис проведення досліджень.
3. Таблицю 2 з результатами вимірювань і розрахунків.
4. Фактори, що впливають на величину коефіцієнта зчеплення і силу зчеплення.
6. Висновки по роботі: порівнюючи отримані значення коефіцієнта зчеплення з табличними, описавши залежність коефіцієнта зчеплення від типу дорожнього покриття і від ступеня зносу протектора.

Питання для самоперевірки

1. Дати визначення коефіцієнта зчеплення.
2. Перерахувати фактори, що впливають на величину коефіцієнта зчеплення.
3. Опишіть явища, що відбуваються при зчепленні шини з дорогою.
4. Чим відрізняється зчеплення на твердому покритті і деформівному покритті?
5. Описати експериментальний метод визначення коефіцієнта зчеплення.

## Лабораторна робота № 15

### Підвіски автомобіля. Дослідження пружної характеристики ресори перемінної жорсткості

**Мета роботи:** експериментально визначити пружні характеристики і розрахувати частоти власних коливань ресор перемінної жорсткості.

**Устаткування:** спеціальний стенд для визначення пружних характеристик ресор перемінної жорсткості.

#### Теоретичні відомості

Підвіска призначена для пружного з'єднання рами або кузова з мостами автомобіля. Вона сприймає вертикальні навантаження, поздовжні і поперечні зусилля, реактивні моменти і забезпечує плавність ходу автомобіля.

Підвіски включають: пружні елементи, направляючі пристрої і амортизатори.

Пружні елементи пом'якшують динамічні навантаження, сприймають і передають на раму нормальні сили, що діють від дороги, забезпечують плавність ходу автомобіля.

Плавність ходу автомобіля є прийнятною при низьких значеннях власної частоти коливань автомобіля на пружному елементі, а саме:

- для вантажних автомобілів – 1,2...1,9 Гц;
- для легкових автомобілів – 0,8...1,2 Гц.

Це відповідає рівню биття людського пульсу при швидкій ходьбі.

Направляючий пристрій сприймає сили й моменти, що діють на колеса. Від кінематики направляючого пристрою залежить характер переміщення коліс відносно рами. Тим самим вона впливає на стійкість і маневреність автомобіля.

Амортизатори гасять коливання підресорених і невідресорених мас.

Класифікація підвісок:

- а) за типом пружного елемента:
  - металеві (листові ресори, спіральні пружини, торсіони);
  - пневматичні (резино-кордові балони, діафрагмові, комбіновані);
  - гідравлічні;
  - гумові (працюючі на стиск або на кручення).
- б) за схемою керуючого пристрою:
  - залежні з нерозрізним мостом (автономні, балансірні для підресорювання 2-х близько розташованих мостів);
  - незалежні з розрізаним мостом (з переміщенням колеса в поздовжній площині, з переміщенням колеса в поперечній площині, свічкова, з вертикальним переміщенням колеса).
- в) за способом гасіння коливань:
  - гідравлічні амортизатори (важільні, телескопічні);
  - механічного тертя (тертя в пружному елементі, спрямовуючому пристрої).

На рисунку 15.1 наведено кінематичні схеми підвісок автомобілів.



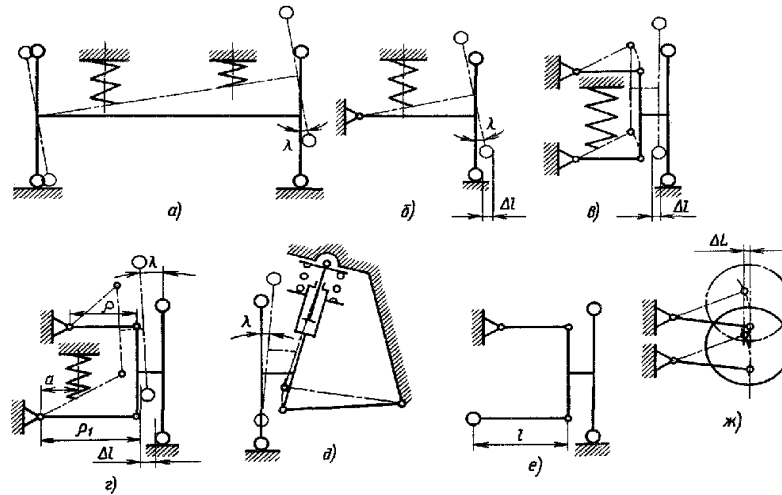


Рисунок 15.1 – Кінематичні схеми підвісок автомобілів: а – залежна; б – незалежна; в – двоважельна незалежна з важелями рівної довжини; г – двоважельна незалежна з важелями різної довжини; д – незалежна важільно-телескопічна; е – незалежна двоважельна з торсіоном; ж – незалежна з поздовжнім хитанням.

Навантаження на підвіски

Розрахункові схеми підвісок наведено на рисунку 15.2.

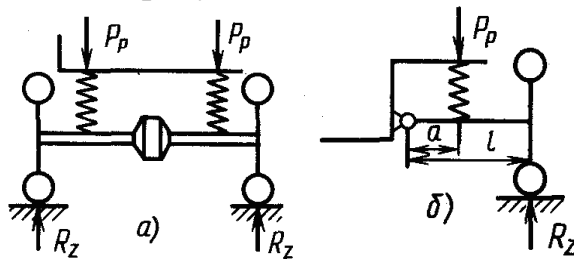


Рисунок 15.2 – Розрахункові схеми підвісок: а) – залежна; б) – незалежна

Навантаження на залежну підвіску  $P_p$  залежить від реакції  $R_z$  на колесо дороги і ваги непідпружинених мас  $G, H$ :

$$P_p = R_z - 0,5 G, H. \quad (15.1)$$

При цьому прогин пружного елемента дорівнює переміщенню колеса відносно кузова  $f_p = f_k$ .

Для двоважільної незалежної підвіски (рисунок 15.2б) навантаження на пружний елемент:

$$P_p = (R_z - G'k) l / a, \quad (15.2)$$

де  $G'k$  - вага колеса і направляючого пристрою.

При цьому прогин пружного елемента  $f_p = f_k \cdot a / l$ .

Зусилля, що стискає пружину, визначається за кінематичною схемою підвіски (рисунок 15.3).

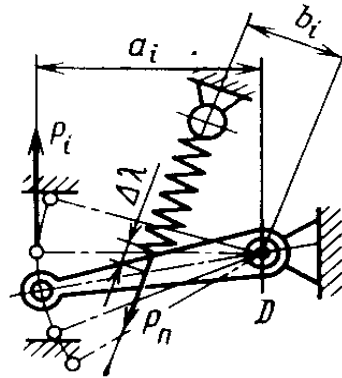


Рисунок 15.3 – Розрахункова схема підвіски з циліндричною пружиною

$$P_n = (P_i \cdot a_i) / b_i \quad (15.3)$$

Зусилля  $P_n$  може бути виражене також наступним чином:

$$P_n = \lambda \cdot c_n, \quad (15.4)$$

$$P_{n\max} = \lambda_{\max} \cdot c_n, \quad (15.5)$$

де  $\lambda_{\max}$  – максимальна деформація пружини;  $c_n$  – жорсткість пружини.

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot k \cdot P_{n\max} \cdot c}{\pi \cdot d^2} \leq [\tau]; \quad (15.6)$$

$$\lambda_{\max} = \frac{8 \cdot P_{n\max} \cdot D^3}{G \cdot d^4}; \quad (15.7)$$

$$d = 1,6 \cdot \sqrt{k \cdot P_{n\max} \cdot c / [\tau]}; \quad (15.8)$$

де  $k = (4 \cdot c + 2) \cdot (4 \cdot c - 3)$ ;  $c = D/d$ ;

$\tau_{\max}$  – максимальне напруження в пружині;

$d$  – діаметр прутка, з якого звито пружину;

$D$  – середній діаметр пружини;

$[\tau]$  – допустиме напруження;  $[\tau] = 600-700$  МПа.

Широко вживані пружні елементи (пружина, ресора, торсіон) в межах реальних деформацій мають постійну жорсткість. Разом з тим, як показує практика, більш ефективно забезпечують плавність ходу автомобіля підвіски з перемінною жорсткістю пружного елемента (подвійні / потрійні пружини, включення до пружного елемента всякого роду буферів тощо).

Розглянемо ресорну підвіску, характеристику пружності якої наведено на рисунку 15.4.

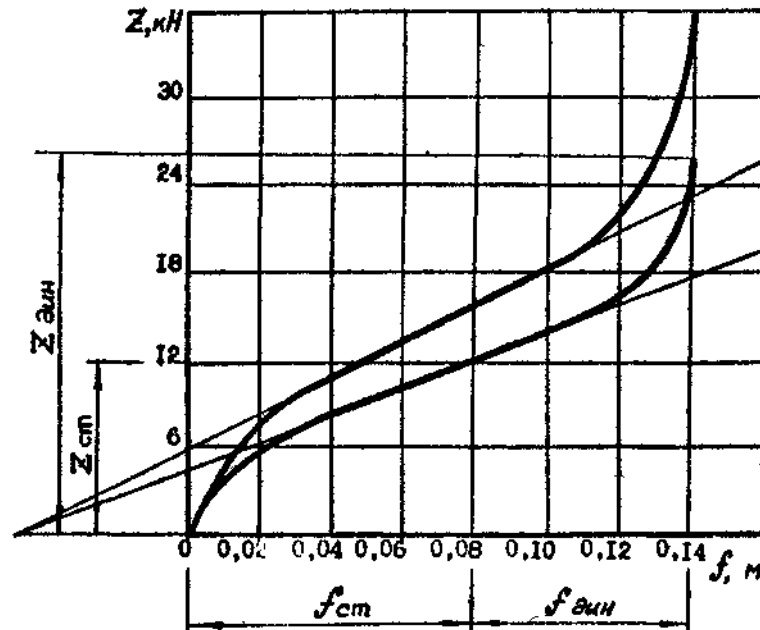


Рисунок 15.4 – Характеристика пружності ресорної підвіски:  $Z_{ст}$  – статичне навантаження на колеса, зв'язані з остовом підвіски;  $f_{ст}$  – статичний прогин ресори.

Динамічний прогин ресори  $f_{дин}$  приймають залежно від статичного:

$f_{дин} = (0,8...1,0) f_{ст}$  – для вантажних автомобілів;

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

$f_{дин} = (0,7 ... 0,9) f_{ст}$  – для автобусів.

При такій характеристиці підвіски забезпечуються необхідні показники плавності ходу.

Частота вільних коливань підресорених мас, Гц,

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{ст}}}, \quad (15.9)$$

де  $f_{ст} = \frac{Z_{ст}}{c}$

- статичний прогин підвіски (ресори), м;

$Z_{ст}$  - статичне навантаження на підвіску даного мосту, Н;

$c$  - жорсткість підвіски, Н/м .

Прикладаючи до ресори (пружини) певні силові навантаження визначають статичний прогин пружного елемента, а потім – частоту його вільних коливань.

При виконанні лабораторної роботи необхідно:

– отримати експериментальні дані для побудови пружної характеристики ресори перемінної жорсткості;

– визначити величини прогинів основного та додаткового пружного елементів;

– порівняти жорсткості основного і комбінованого (при спільній роботі) пружних елементів;

– визначити частоту власних коливань підвіски.

– оцінити плавність ходу автомобіля з досліджуваними пружними елементами.

### Порядок виконання роботи :

1. Створюючи ступінчасте навантаження на пружний елемент (потрібно отримати 6-7 точок для пружної характеристики) до початку роботи додаткового пружного елемента, заміряти і записати в таблицю його відповідні переміщення (прогини).
2. Навантажувальним пристроєм створити навантаження, яке відповідає включенню в роботу додаткового пружного елемента і записати показання. При цьому необхідно досягти максимальних для вибраних автомобілів статичного і динамічного навантажень і знову записати показання.

### Обробка отриманих даних

- I. Визначити значення деформацій  $f_1$ , і навантаження  $Z_1$ , що відповідають початку спільної роботи основного і додаткового пружних елементів, а також максимальні значення  $\delta_{\max}$  і  $Z_{\max}$ . Характеристики підвіски з гумовим буфером-обмежувачем значення ходу підвіски до контакту з буфером вибирають у межах: для легкових автомобілей  $f_1 = f_{CT} + (0,5...0,7)f_D$ , для вантажних –  $f_1 = f_{CT} + (0,8...1,0)f_D$ .
2. Визначити жорсткості при статичній і максимальній деформаціях.
3. Визначити за формулою (15.9) частоти власних коливань, що відповідають статичній деформації підвісок.

Дослідження пружної характеристики ресори перемінної жорсткості

1. Провести заміри геометричних розмірів окремих листів ресори. Здійснити їх завантаження, визначити прогини і за отриманими результатами побудувати пружні характеристики листів ресори. За результатами замірів і розрахунків заповнити три таблиці (зразок – таблиця 15.1).
2. Зібрати листи в ресору перемінної жорсткості.
3. Встановити ресору на стенд, провести її завантаження, визначити прогини і за отриманими результатами побудувати пружну характеристику ресори перемінної жорсткості. Визначити деформації  $f_1, f_2, f_3$  при яких вступає в дію кожний лист ресори. За результатами замірів і розрахунків заповнити таблицю (зразок – таблиця 15.1). Побудувати графіки пружних характеристик.

Таблиця 15.1 – Результати вимірів і розрахунків окремих листів ресори

Дослід	Навантаження, Н	Прогин ресори, $f$ , мм	Жорсткість ресори, С, Н/м	Частота власних коливань, $\nu$ , Гц
Одиночна ресора гумовим	3			

демпфером				
L=				
b=				
h=				

Таблиця 15.2 – Результати вимірів і розрахунків ресори перемінної жорсткості

Дослід	Навантаження, Н	Прогин ресори, f, мм	Жорсткість ресори, С, Н/м	Частота власних коливань, $\nu$ , Гц
Ресора в зборі				
f1=				
f2=				
f3=				

### Зміст звіту

До звіту необхідно включити:

1. Короткі теоретичні відомості
2. Схему експериментального стенду.
3. Опис проведення досліджень.
4. Таблиці 1...4 з результатами вимірювань і розрахунків.
5. Фактори, що впливають на величину жорсткості і частоту власних коливань підвіски.
6. Висновки по роботі, порівнюючи отримані значення жорсткості і частоти власних коливань з відповідними літературними даними.

Питання для самоперевірки

1. Охарактеризувати призначення і типи підвісок автомобілів.
2. Як класифікують підвіски за пружними елементами?
3. Як будується пружна характеристика пружного елемента підвіски?
4. За якою формулою визначається частота власних коливань підвіски?
5. Описати експериментальний метод визначення пружних характеристик підвіски.

Приклад. До циліндричної пружини підвішено вантаж масою  $m = 2$  кг. Визначити частоту власних коливань вантажу без урахування і з урахуванням маси пружини. Середній діаметр пружини  $D = 6$  см; діаметр проволочки пружини  $d = 0,6$  см; число витків  $n = 15$ ; густина матеріалу проволочки  $\rho = 7,85 \text{ тн/м}^3$ ; модуль зсуву  $G = 8 \cdot 10^7 \text{ кПа}$ .

Розв'язок

Жорсткість пружини:

$$c = \frac{Gd^4}{8D^3n} = \frac{8 \cdot 10^7 \cdot (0,6 \cdot 10^{-2})^4}{8 \cdot (6 \cdot 10^{-2})^3 \cdot 15} = 4 \text{ кН/м}$$

Частота власних коливань без врахування маси пружини:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{4000}{2}} = 44,7 \text{ с}^{-1}$$

Приведена маса пружини:

$$m_{\text{пр}} = \frac{1}{3} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \pi D n \rho = \frac{1}{3} \cdot \frac{3,14 \cdot (0,6 \cdot 10^{-2})^2}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,6 \cdot 10^{-2} \cdot 15 \cdot 7,85 \cdot 10^3 =$$

$$= 209 \cdot 10^{-3} \text{ кг} = 0,209 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}}$$

Частота власних коливань з урахуванням маси пружини:

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{c}{m + m_{\text{пр}}}} = \sqrt{\frac{4000}{2,209}} = 42,6 \text{ с}^{-1}$$

## Лабораторна робота № 16

### Телескопічний гідравлічний амортизатор

**Мета роботи:** вивчити будову і принцип дії телескопічних амортизаторів і провести дослідження його силової характеристики.

**Устаткування:** спеціальний стенд для проведення досліджень конструктивних параметрів амортизатора і визначення його силової характеристики

#### Загальні відомості

Під час руху автомобіля і доланні нерівностей дороги виникають коливання кузова на пружних елементах підвіски. Для їх гасіння використовують амортизатори: при збільшенні швидкості відносних переміщень осі і рами автомобіля різко зростає опір амортизатора.

Одним з основних параметрів є жорсткість амортизатора. Амортизатор з високою жорсткістю швидко зменшує амплітуду коливань кузова, але не запобігає передачі вібрацій високої частоти на корпус автомобіля. Амортизатор з м'якою характеристикою гасить практично всі вібрації, але процес гасіння при цьому більш довготривалий, а керування автомобілем – ускладнюється.

Найбільш поширені гідравлічні телескопічні амортизатори, які за своєю конструкцією поділяються на три групи:

- гідравлічні (мастильні) двотрубні амортизатори, принцип роботи яких оснований на перетіканні мастила через отвори поршня і виштовхуванні його з однієї порожнини амортизатора в іншу – зовнішній циліндр, заповнений атмосферним повітрям (корпус амортизатора). Недолік – спінювання мастила під час швидких ходів поршня, що погіршує роботу клапанів амортизатора;
- газонаповнені амортизатори низького тиску, які відрізняються від попередніх тим, що в компенсаційну ємність зовнішнього циліндра закачують азот під тиском в 0,2...0,3 МПа, що сприяє запобіганню спінювання мастила;
- однострубні високого тиску, корпус яких є одночасно і робочим циліндром, а компенсаційний об'єм заповнений азотом під тиском від 0,5... 2,5 МПа і відокремлений від робочого вільно плаваючим розділовим поршнем.

Амортизатори заповнюють спеціальною рідиною, в'язкість якої мало змінюється при зміні температури навколишнього середовища.

Переміщення штоку і поршня амортизатора класифікують:

- хід стиснення пружного елемента (рама і міст зближуються);
- хід віддачі, коли рама і міст розходяться.

Амортизатори можуть бути:

- односторонньої дії, що гасять коливання лише під час ходу віддачі;
- двосторонньої дії, що гасять коливання як при віддачі, так і при ході стиснення. Опір, створюваний амортизаторами двосторонньої дії, при

стисканні становить 20...25% опору при віддачі. Амортизатори двосторонньої дії найбільш поширені на сучасних автомобілях.

Будова і робота телескопічного амортизатора

Схему телескопічного амортизатора наведено на рисунку 16.1.

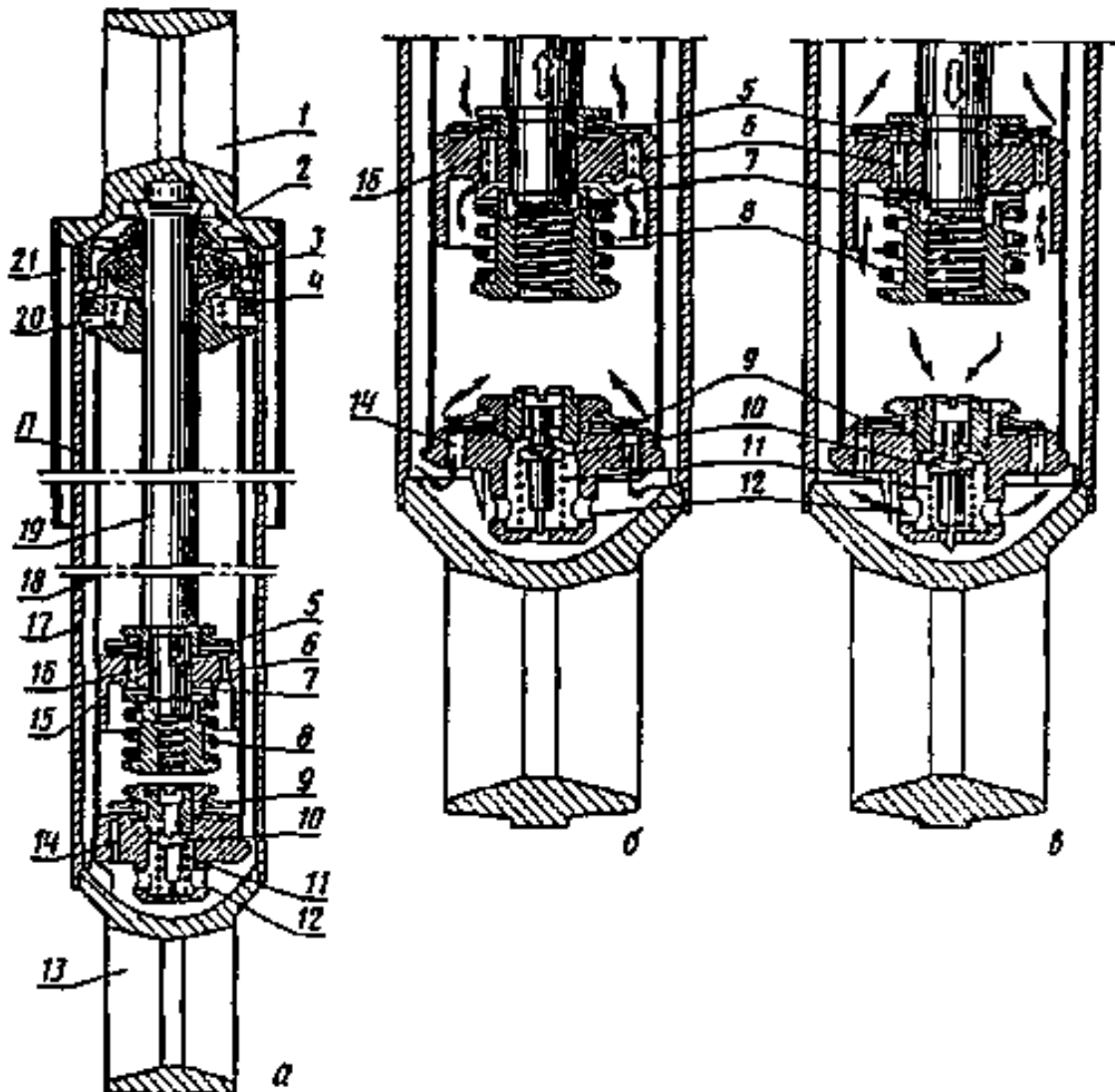


Рисунок 16.1 – Схема телескопічного амортизатора:

а - будова; б - хід віддачі; в - хід стиску.

При русі поршня 15 вгору (віддача) тиск рідини над поршнем збільшується, перепускний клапан 5 закривається, а рідина надходить через отвір 16 поршня 15 до клапану віддачі 7 і відкриває його. При цьому впускний клапан 9 і перепускний клапан стиску 10 відкриті і пропускають рідину через отвір 14 з порожнини 20 резервуара в робочий циліндр 18. При стискуванні пружного елемента поршень 15 рухається вниз, перепускний клапан 5 відкривається і рідина перетікає через низку отворів 6 поршня 15 в порожнину над поршнем. Частина рідини витискується з циліндра через клапан стиску 10 та отвір 12 в порожнину 20 резервуара. Робота амортизатора основана на перетіканні рідини з однієї порожнини в другу через отвори малого діаметру, в результаті чого



створюється опір, що поглинає енергію коливальних рухів рами, кузові пружного елемента. Рідина для амортизаторів – веретенне мастило (ЗІЛ-130, ГАЗ-53), всесезонне мастило МГПЦ-10 (автомобілі сімейства ВАЗ).

Силві характеристики амортизатора

Зусилля на штоці поршня амортизатора визначають за формулами:

$$P_o = V_{ам}^2 \frac{(S_{II} - S_{III})^3 \rho}{2\mu^2 S_o^2} = \quad (16.1)$$

$$P_c = V_{ам}^2 \frac{S_{II}^3 \rho}{2\mu^2 S_c^2} =$$

де  $P_o$  і  $P_c$  – відповідно зусилля віддачі і стиску, Н;

$V_{ам}$  – швидкість руху поршня амортизатора, м/с;  $V_{кам}$  – критична швидкість поршня, що відповідає відкриттю клапана,  $V_{кам} = 0,2 \dots 0,3$  м/с; при розрахунках приймають  $V_{кам} = 0,5 \dots 0,6$  м/с

$S_{II}, S_{III}, S_o, S_c$  – площі поршня, штоку, клапану віддачі, клапана стиску відповідно, м<sup>2</sup>;

$\mu = 0,7$  – коефіцієнт витрат;

$\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup> – густина рідини.

Зусилля на поршні циліндра амортизатора розраховують за формулами:

$$F_{1сж} = p \cdot S_{II}$$

$$F_{1отб} = p \cdot (S_{II} - S_{III}) , \quad (16.2)$$

де  $p$  – тиск в циліндрі; тиск рідини в телескопічних амортизаторах становить

2,5...5,0 МПа, у важільних – 15...30 МПа.

$S_{II}, S_{III}$  – площі поршня і штоку відповідно.

Тиск рідини в циліндрі амортизатора над поршнем визначають за формулою (Па):

$$p = \frac{V_{ам}^2 \cdot (S_{II} - S_{III})^2 \cdot \rho}{2 \cdot \mu^2 \cdot S_k^2} , \quad (16.3)$$

Для телескопічного амортизатора площа зовнішніх стінок визначається за формулою:

$$S_{ct} = \pi \cdot D \cdot \left( \frac{D}{2} + l \right) , \quad \text{м}^2, \quad (16.4)$$

де  $D$  – зовнішній діаметр циліндра амортизатора;  $l$  – довжина резервуару, яку вибирають з конструктивних міркувань.

Площа поршня визначається за формулою:

$$S_{\Pi} = \pi \cdot d_{\Pi}^2 / 4, \quad (16.5)$$

де  $d_{\Pi} = D - 2 \cdot \delta$  – діаметр поршня;

$\delta$  – товщина стінки амортизатора; приймають  $\delta = 2,55$  мм.

Діаметр штока приймають  $d_{ш} = 0,5 \cdot D$ , м.

Площа штока визначається за формулою:

$$S_{ш} = \pi \cdot d_{ш}^2 / 4, \quad (16.6)$$

Швидкість переміщення на ході стискування і віддачі:

$$V_{СЖ} = \frac{h}{t_{СЖ}}, \quad V_{ОТБ} = \frac{h}{t_{ОТБ}}, \quad (16.7)$$

де  $t_{СЖ}$ ,  $t_{ОТБ}$  – час ходу віддачі й ходу стискування;

$h$  – хід штоку амортизатора.

Результати розрахунків заносять в таблицю (зразок – таблиця 1)

Таблиця 16.1 – Експериментальні дані та результати розрахунків

$P_{СЖ}$ , МПа	$P_{ОТБ}$ , МПа	$t_{СЖ}$ , с	$t_{ОТБ}$ , с	$F_{1сж}$ , Н	$F_{1отб}$ , Н	$F_{2сж}$ , Н	$F_{2отб}$ , Н	$V_{СЖ}$ , м/с	$V_{ОТБ}$ , м/с

Зразок характеристики амортизаторів наведено на рисунку 16.2.

Зусилля на штоку, Р, Н

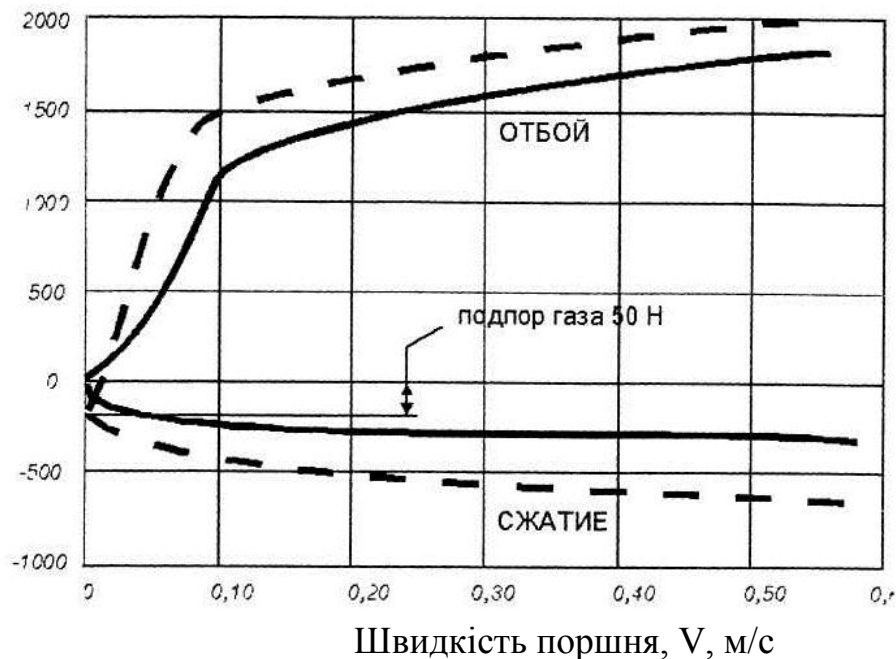


Рисунок 16.2 – Характеристики амортизаторів

Суцільною лінією зображено характеристику звичайного телескопічного рідинного двотрубного амортизатора, пунктиром – газового двотрубного.

### **Порядок виконання роботи**

1. Вивчити будову телескопічного амортизатору.
2. Замалювати кінематичну схему амортизатору із зазначенням основних його деталей.
3. Виміряти діаметри циліндра і розрахувати площу поршня і штоку.
4. Виміряти: хід штоку амортизатора, діаметри каліброваних отворів кожного клапана.
5. Розрахувати сумарні площі отворів клапанів.
6. Визначити жорсткості пружин клапанів і розрахувати зусилля пружин клапанів при максимальному ході відповідних клапанів.
7. Побудувати силову характеристику амортизатора.
8. Зробити висновки

### **Зміст звіту**

До звіту необхідно включити:

1. Короткі теоретичні відомості
2. Схему експериментального стенду.
3. Опис проведення досліджень.
4. Таблицю із результатами вимірювань і розрахунків.
5. Фактори, що впливають на величину сил стиску і віддачі амортизатора.
6. Побудувати графік, що виражає характеристику амортизатора.
6. Висновки по роботі, порівнюючи отримані значення показників і параметрів амортизатора з відповідними літературними даними.

### **Питання для самоконтролю**

1. Охарактеризуйте призначення і будову амортизатора.
2. Як працює амортизатор при ході стикування?
3. Як працює амортизатор при ході віддачі?
4. Назвіть основні розрахункові параметри і показники амортизатора.
5. За якими формулами визначається на ходах стискування і віддачі?
6. Нарисуйте характеристику телескопічного амортизатора.

### Барабанний гальмівний механізм

**Мета роботи:** вивчити призначення, будову, принцип роботи, розрахунок основних параметрів гальмівного механізму.

**Обладнання:** барабанний гальмівний механізм, плакати, підручник, методичні вказівки, лінійка, штангенциркуль.

#### Загальні відомості

Гальмівна система призначена для зменшення швидкості руху або зупинки автомобіля. Вона також дозволяє утримувати автомобіль від самовільного руху під час стоянки.

Всі автомобілі обладнуються не менш як трьома гальмівними системами: робочою, яка використовується для зниження швидкості і зупинки автомобіля; стоянковою (так званий "ручник"); запасною гальмовою системою, функції якої виконує один з двох контурів робочих гальм, якщо другий контур вийшов з ладу, або гальмо стоянки або ж контур і "ручник" спільно.

Гальмівні системи складаються з двох частин: гальмівних механізмів і гальмівного приводу.

За формою поверхонь тертя гальма поділяють на стрічкові, барабанні і дискові.

На автомобілях загального призначення як робочу гальмівну систему використовують колісні гальмівні механізми, а для стоянкової гальмівної системи – центральні або колісні гальмівні механізми. Барабанне гальмо складається із гальмівного барабана, який обертається разом із колесом. (рисунок 17.1),

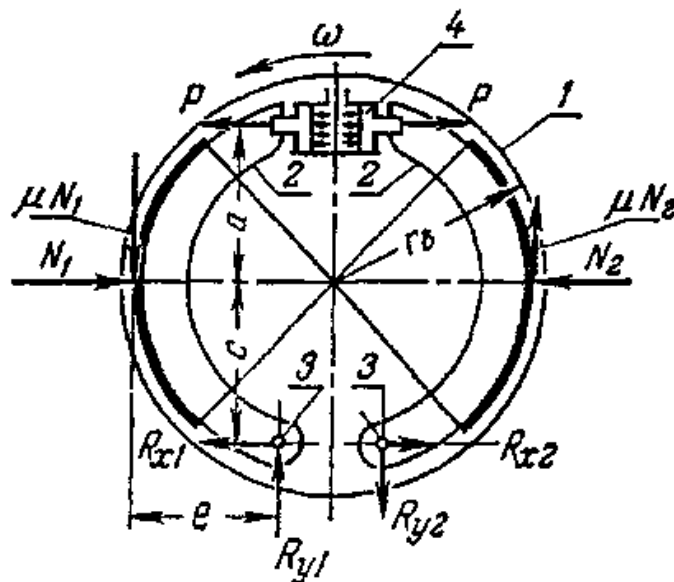


Рисунок 17.1– Схема барабанного гальмівного механізму.

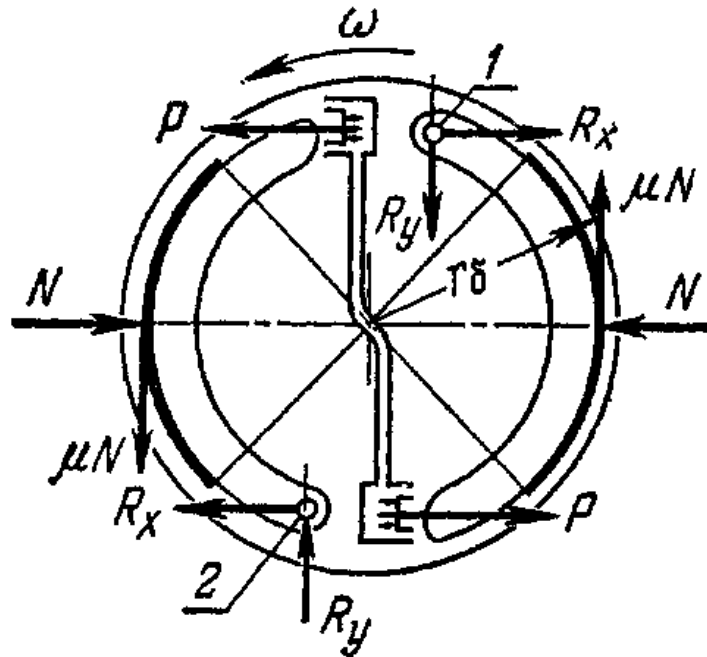


Рисунок 17.2 – Схема барабанного гальма з двома активними колодками

Всередині барабана знаходяться дві колодки 2 (рисунок 17.1) із фрикційними накладками, встановлені на диску, який жорстко закріплено на картері мосту. При натисканні на педаль гальма під тиском гальмівної рідини поршні 4 розходяться і розсовують верхні кінці колодок 2 і притискають їх до внутрішньої поверхні гальмівного барабану. Сили тертя, що виникають при цьому, перешкоджають обертанню барабана і колеса, зменшуючи швидкість руху автомобіля. При відпусканні педалі стягуючі пружини відводять колодки від гальмівного барабана і гальмування припиняється.

Для гальм з гідроприводом для задніх коліс автомобіля максимальний гальмівний момент на задніх колесах визначають за формулою:

$$M_{T2\max} = r_k \cdot \varphi \cdot \frac{G_a}{2 \cdot L} (a - \varphi \cdot h), \quad (17.1)$$

де  $r_k$  – кінематичний радіус колеса;  $r_k = 0,29$  м (приклад для легкового автомобіля);

$\varphi$  – коефіцієнт зчеплення; при розрахунках приймають  $\varphi = 0,1 \dots 0,7$ ;

$G_a$  – повна вага автомобіля;  $G_a = 14000$  Н (приклад для легкового автомобіля);

$a, h, L$  – відповідно відстань від переднього колеса до центра мас автомобіля, висота центра мас, база автомобіля;

Оптимальний тиск в контурі гідроприводу визначається за формулою:

$$p_2 = \frac{M_{T2\max}}{\frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4} \cdot r_{\delta} \left( \frac{\mu \cdot h}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_{\delta}} \right)}, \quad (17.2)$$

де  $d_{p2}$  – діаметр поршня, з'єднаного з колодкою барабанного гальма; наприклад, для легкового автомобіля  $d_{p2} = 0,022$  м;

$r_{\bar{o}}$  – радіус колодки барабанного гальма;  $r_{\bar{o}} = 0,11$  м (приклад для легкового автомобіля);

$\mu$  – коефіцієнт тертя; для матеріалу поверхонь тертя, що використовують у барабанному гальмівному механізмі автомобіля, можна приймати  $\mu = 0,3$ ;

$k_0$  – коефіцієнт, що враховує кут охоплення колодки заднього механізму;  $k_0 = 0,84$ .

Радіальна сила, що діє на опору колеса при гальмуванні визначається за формулою:

$$P_p = P' \cdot \left( \frac{h}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_{\bar{o}}} - \frac{h}{k_0 \cdot a + \mu \cdot r_{\bar{o}}} \right), \quad (17.3)$$

де  $P' = \frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4} \cdot p_2$ .

Момент тертя між колодками і барабаном:

$$M_{\tau} = \mu \cdot r \cdot (N_1 + N_2) = P \cdot \mu \cdot r \cdot (a + c) \cdot \left( \frac{1}{c - \mu \cdot e} + \frac{1}{c + \mu \cdot e} \right), \quad (17.4)$$

де  $a$ ,  $c$  та  $e$  – плечі сил, що діють на колодки (рисунок 1), м;

$r$  – радіус барабана, м;

$\mu$  – коефіцієнт тертя ( $\mu = 0,3$ );

$P$  – сила, що притискає колодки до барабана, Н.

Для симетричних колодок:

$$M_{\tau} = 2 \cdot P \cdot \mu \cdot r \cdot \left( \frac{a + c}{c - \mu \cdot e} \right). \quad (17.5)$$

Максимальний тиск колодки на барабан гальма  $q_{\max}$ , МПа при відомій силі тиску  $N_1$  визначається за формулою:

$$q_{\max} = \frac{N_1}{r \cdot \alpha \cdot B}; \quad (17.6)$$

де  $B$  – ширина накладки, м;

$\alpha$  – кут обхвату барабана накладкою, рад.

Максимальне значення тиску  $q_{\max} = 1,0 \dots 2,0$  МПа

### Порядок виконання роботи.

1. Вивчити будову і принцип роботи колодкового гальма користуючись стендом, моделлю, плакатами і методичними вказівками.

2. Накреслити схему гальма.

3. Розрахувати величину гальмівного моменту відповідно з розрахунковою схемою (рисунок 17.3).

4. Побудувати графік залежності  $p_2 = f(\varphi)$ .

5. Результати вимірів і обчислень занести в таблицю 17.1.

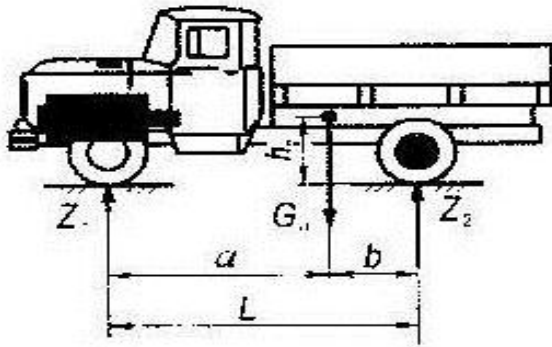


Рисунок 17.3 – Відстані, що визначають положення центра мас автомобіля

Таблиця 17.3 – Результати вимірів і розрахунків

Прити- ска сила $P, Н$	Шири- на ко- лодки $B, м$	Плечі сили, м			Радіус барабану $r, м$	Кут охоплен- ня $\alpha$ , рад	Гальм. момент $M, Н \cdot м$	Тиск, $q_{max},$ МПа
		a	c	e				

### Зміст звіту

До звіту необхідно включити:

1. Короткі теоретичні відомості
2. Схему експериментального стенду.
3. Опис проведення досліджень.
4. Таблицю із результатами вимірювань і розрахунків.
5. Графік залежності  $P_2 = f(\varphi)$ .
6. Фактори, що впливають на величину гальмівного моменту і величину тиску на барабан зі сторони колодки.
7. Висновки по роботі, порівнюючи отримані значення максимального тиску колодки на барабан з відповідними літературними даними.

### Питання для самоконтролю

1. Охарактеризуйте призначення і будову барабанного гальма.
2. Як працює гальмо з колодковим механізмом і гідравлічним приводом?
3. За якою формулою розраховують максимальний гальмівний момент на задніх колесах автомобіля?
4. Назвіть основні розрахункові параметри і показники барабанного гальма.
5. За якими формулами визначається максимальний тиск колодки на барабан?

## Лабораторна робота № 18

### Дискове гальмо автомобіля

**Мета роботи:** вивчити призначення, будову, принцип роботи, розрахунок основних параметрів дискового гальма автомобіля.

**Обладнання:** дисковий гальмівний механізм, плакати, підручник, методичні вказівки, лінійка, штангенциркуль.

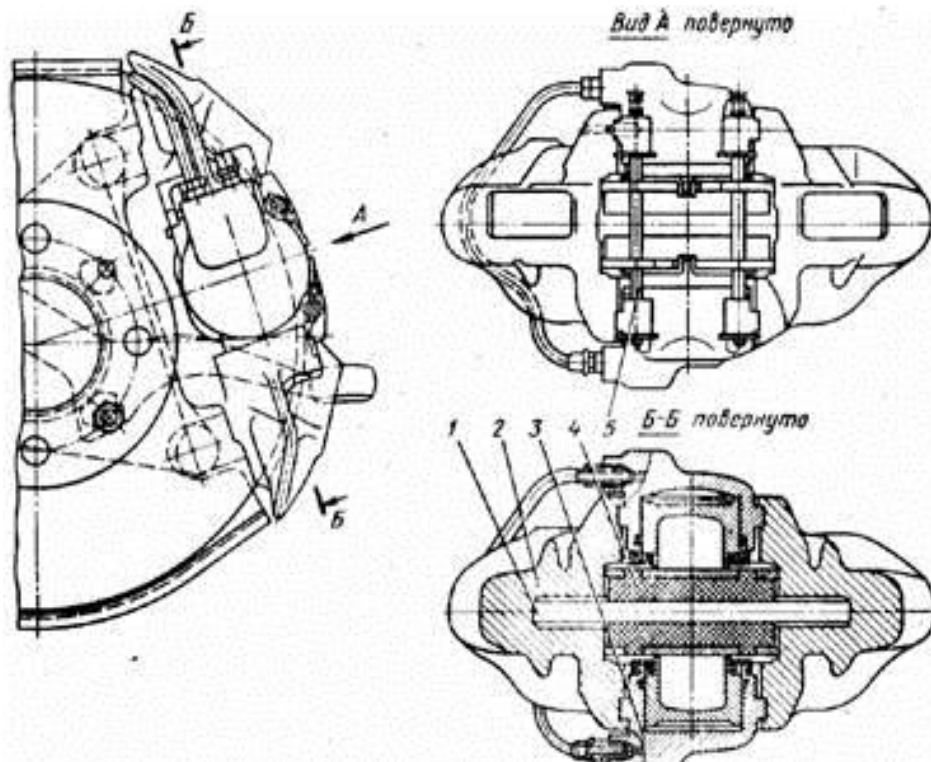
#### Загальні відомості

На переважній більшості легкових автомобілів використовують дискові гальма, переважно на передніх колесах. Проте, зустрічаються вони також і на задніх колесах автомобілів.

Дискові гальмівні механізми характеризуються малою металоємністю, підвищеною енергоємністю на одиницю маси. Вони забезпечують плавне, рівномірне гальмування всіх коліс за будь-якої початкової швидкості автомобіля, мають хороший тепловідвід від поверхонь тертя, більш компактні, простоті в обслуговуванні.

Стримуючим факторами широкого застосування дискових гальмівних механізмів на автомобілях є їх підвищена забруднюваність під час роботи, а також складнощі при використанні їх як стоянкового гальма.

На рисунку 18.1 наведено схему дискового гальмівного механізму автомобіля ВАЗ-2101



1 - диск; 2 - скоба, 3 - циліндр, 4 - колодка; 5 - пальці фіксації колодки  
Рисунок 18.1– Дисковий гальмівний механізм автомобіля ВАЗ-2101



Дискові гальмівні механізми бувають з нерухомою скобою і опозитними циліндрами, а також з плаваючою (ковзкою) скобою і одностороннім розташуванням поршнів.

Конструктивну схему дискового гальмового механізму з плаваючою скобою зображено на рисунку 18.2.

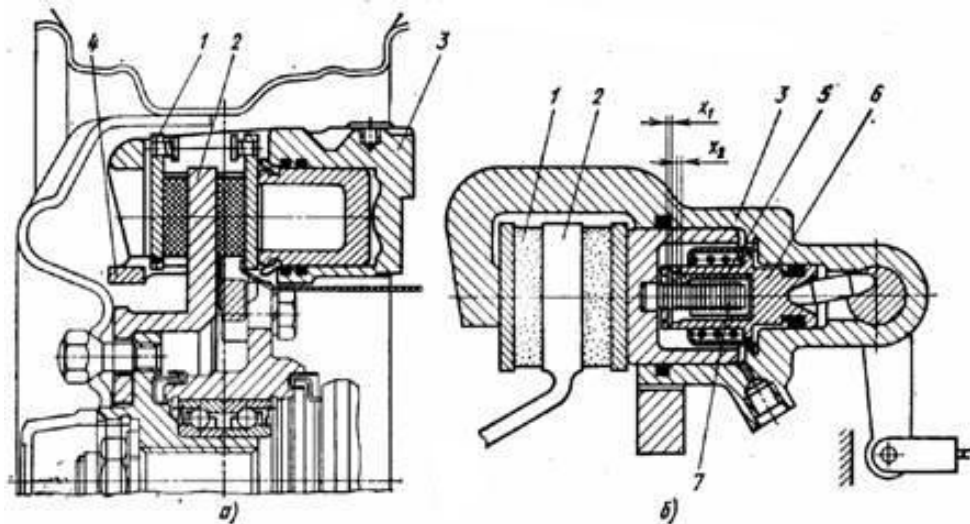


Рисунок 18.2 – Дискове колісне гальмо з плаваючою скобою і приводом стоянкового гальма: а - компоновка; б - привід стоянкового гальма

Чавунний диск 2, прикріплений до фланця маточини переднього колеса, охоплено скобою 3, жорстко закріпленою на поворотній стійці підвіски. У спеціальних пазах скоби виконано циліндр. Скоба має можливість переміщатися разом з гальмівними колодками в супорті по направляючих штифтах (пальцях).

Колодки 1 впираються в диск, мають фрикційні накладки. Тангенціальні сили, прикладені до колодок, при гальмуванні диска передаються скобі і від диска колесу автомобіля.

При гальмуванні поршень притискає до диска одну з колодок. У результаті виниклої реакції скоба переміщується в протилежному напрямку і притискає до диска другу реактивну колодку, затискаючи диск і здійснюючи гальмування його руху.

Спеціального пристрою для відводу колодок і регулювання зазору в парі тертя не потрібно. При зниженні тиску в колісних циліндрах за рахунок пружності ущільнювальних кілець і осьового биття диска колодка фіксується з мінімальним зазором.

Зазори між колодками і диском дорівнюють 0,05-0,15 мм, що дозволяє скоротити час спрацьовування циліндрів.

Колодки дискових гальм мають невелику довжину, їх площа поверхні складає 12-16% площі поверхні диска, що обумовлює хороше його охолодження.

Розрахункове значення коефіцієнта зчеплення дорівнює:

$$\varphi = \frac{j_{TMAX}}{g}, \quad (18.1)$$

де  $j_{TMAX}$  – максимально реалізоване уповільнення автомобіля.  
Таблиця 18.1 – Уповільнення автомобілів згідно з ГОСТ 22895-77

Тип автомобіля	Категорія	$j_{Tmax}$ , м/с <sup>2</sup>
Пасажирські	М1	7,0
Автобуси	М3	6,0
Вантажні	Н1	5,5

Для гальм з гідропроводом максимальний гальмівний момент, який необхідно створити на передніх колесах автомобіля, визначають за формулою:

$$M_{T1max} = r_k \cdot \varphi \cdot \frac{G_a}{2 \cdot L} (B + \varphi \cdot h), \quad (18.2)$$

де  $r_k$  – кінематичний радіус колеса;  $r_k = 0,29$  м (приклад для легкового автомобіля);

$\varphi$  – коефіцієнт зчеплення; при розрахунках приймають  $\varphi = 0,5 \dots 0,7$ ;

$G_a$  – повна вага автомобіля;  $G_a = 14000$  Н (приклад для легкового автомобіля);

$B, h, L$  – відповідно відстань від заднього колеса до центра мас автомобіля, висота центра мас, база автомобіля.

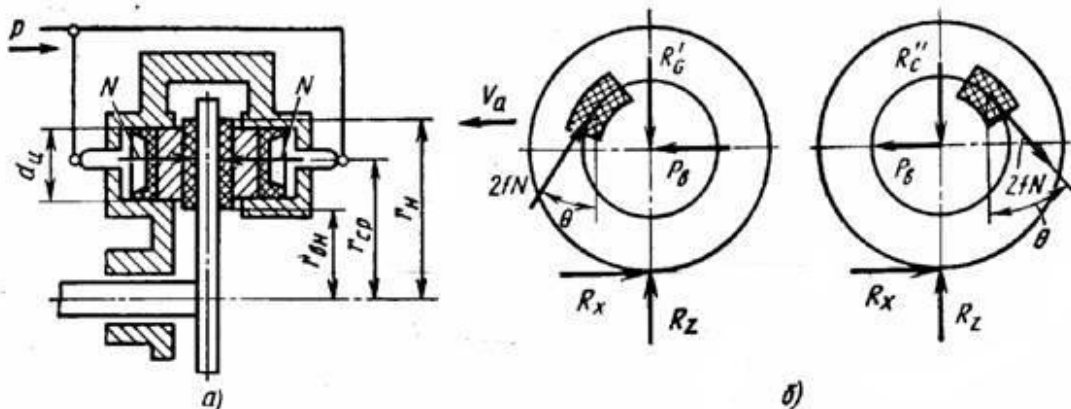
Граничне значення гальмівного моменту за умови зчеплення колеса з дорогою визначають за формулою:

$$M_{T34} = \varphi \cdot R_z \cdot r_{\partial}, \quad (18.3)$$

де  $R_z$  – реакція дороги на колесо (дорівнює силі тиску автомобіля на переднє колесо), Н;

$r_{\partial}$  – динамічний радіус колеса, м.

Розрахункову схему дискового гальмівного механізму наведено на рисунку



18.3.

Рисунок 18.3 – Схеми для розрахунку дискового гальмового механізму: а - розрахункова схема; б - схема радіальних сил, що діють на підшипники колеса при гальмуванні

Гальмівний момент, створюваний гальмівним механізмом, визначають за формулою:

$$M_r = 2 \cdot f \cdot z_f \cdot N \cdot r_{cp}, \quad (18.4)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя гальмівних накладок по диску;

$N$  – сумарна сила притиснення накладки до диска;

$r_{cp}$  – радіус прикладання рівнодіючої сил тертя;

$z_f$  – кількість поверхонь тертя.

Силу притиснення накладки необхідно визначати, беручи до уваги тиск рідини  $p$ , число поверхонь тертя  $i$  і діаметр  $d_{ци}$  гальмівних циліндрів на одній стороні скоби.

Таким чином,

$$N = 0,25 \cdot \pi \cdot p \cdot \sum_{i=1}^n d_{ци}^2. \quad (18.5)$$

Оскільки тиск розподіляється по площі накладки рівномірно, можна з достатньою для технічних розрахунків точністю вважати, що сила тертя  $f \cdot N$  прикладена на середньому радіусі:

$$r_{cp} = (r_3 + r_{вн}) / 2, \quad (18.6)$$

де  $r_3$  і  $r_{вн}$  – радіуси накладки відповідно зовнішній і внутрішній. Лінійна залежність гальмівного моменту від  $f$  і приводний сили дозволяє дисковим гальмівним механізмам, на відміну від барабанних, забезпечити високу стабільність гальмування.

Розрахунок дискового гальмівного механізму аналогічний розрахунку дискового зчеплення. При цьому вихідною величиною є гальмівний момент, який має забезпечити дискове гальмо. Розрахунковими є: площа активної поверхні гальмівної колодки, співвідношення зовнішнього і внутрішнього радіусів, еквівалентний радіус диска  $r_{cp}$ , співвідношення активної площі диска і колодок (коефіцієнт перекриття), товщина диска, осьове зусилля притиснення колодки  $N$ .

Площа активної поверхні гальмівної колодки визначається з урахуванням допустимого тиску для застосовуваного фрикційного матеріалу. Так, відповідно до ДСТ 1786-80 тиск формованих накладок (для дискового гальма) складає 0,06...0,33 МПа, пресованих – 0,02 МПа. Кут охоплення  $\alpha$  колодки у виді кільцевого сектора звичайно не перевищує 20...300.

Еквівалентний радіус  $r_{cp}$ , що визначає гальмівний момент, залежить від форми поперечного перерізу колодок.

Для дискових автомобільних гальм рекомендуються наступні характеристики фрикційних пар: коефіцієнт взаємного перекриття 0,1...0,15; гранична швидкість ковзання 10...25 м/с; питома робота тертя 1,5—2 кДж/см<sup>2</sup>; найбільша температура нагрівання 500...600 °С.

### **Порядок виконання роботи.**

1. Вивчити будову і принцип роботи дискового гальма користуючись стендом, плакатами і методичними вказівками.
2. Накреслити схеми гальмівних механізмів.
3. Визначити основні розміри дискового механізму і нанести їх на схему
4. Розрахувати величину необхідного і допустимого гальмівного моменту.
3. Розрахувати величину гальмівного моменту відповідно з розрахунковою схемою (рисунок 3) і формулами 4...6.
5. Описати принцип роботи механізмів, їх переваги і недоліки.
6. Зробити висновки по роботі.

### **Зміст звіту**

До звіту необхідно включити:

1. Короткі теоретичні відомості
2. Схему експериментального стенду.
3. Опис проведення досліджень.
4. Результатами вимірювань і розрахунків.
5. Фактори, що впливають на величину гальмівного моменту зі сторони автомобіля.
6. Фактори, що впливають на величину гальмівного моменту зі сторони дискового гальмівного механізму.
7. Висновки по роботі, порівнюючи отримані результати з відповідними літературними даними.

### **Питання для самоконтролю**

1. Охарактеризуйте призначення і будову дискового гальма.
2. Як працює гальмо з дисковим механізмом і гідравлічним приводом?
3. За якою формулою розраховують необхідний гальмівний момент на передніх колесах автомобіля?
4. Назвіть основні розрахункові параметри і показники дискового гальма.
5. За якою формулою визначається величина гальмівного моменту зі сторони дискового гальмівного механізму?

## Лабораторна робота № 19

### Гідравлічний гальмівний привод

**Мета роботи:** вивчити будову, принцип роботи і розрахунок основних параметрів і показників гідравлічного гальмівного приводу.

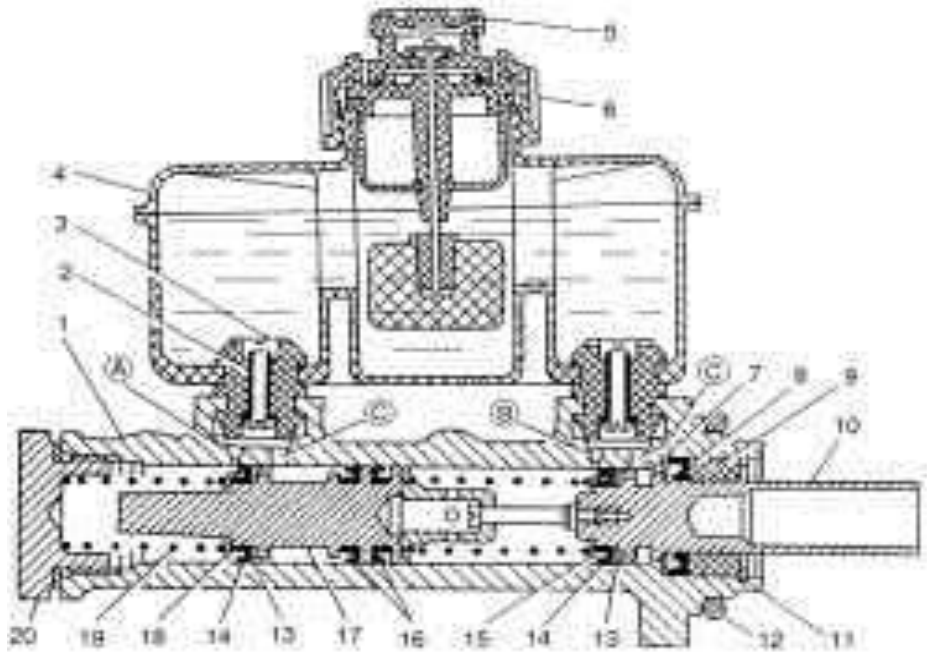
**Обладнання і матеріали:** автомобіль з гідравлічним гальмівним приводом і елементи приводу, плакати, підручник, методичні вказівки.

#### Загальні відомості.

До гідравлічного гальмівного приводу автомобіля входять:

- головний гальмівний циліндр з вакуумним підсилювачем або без нього;
- регулятор тиску в задніх гальмівних механізмах;
- робочий контур (трубопровід діаметром 4...8 мм).

Головний гальмівний циліндр (ГГЦ) призначений для перетворення зусилля, прикладеного до педалі гальма, в надлишковий тиск гальмівної рідини і розподілу його по робочих контурах.



1 - корпус, 2 - трубка, 3 - сполучна втулка, 4 - бачок, 5 - захисний ковпачок; 6 - датчик-сигналізатор аварійного падіння рівня гальмівної рідини; 7 - упорне кільце; 8 - зовнішня манжета; 9 - направляюча втулка; 10, 17 - поршні, 11 - стопорне кільце; 12 - ущільнювальне кільце, 13 - шайба поршня; 14, 16 - манжети; 15, 18 - упорні шайби; 19 - пружина; 20 - пробка; А, В - компенсаційні отвори; С - перепускні отвори

Рисунок 19.1 – Головний гальмівний циліндр

При натисканні на педаль гальма поршень передньої порожнини пересувається вперед і стикається з манжетою високого тиску 14, притиснутою до поршня пружиною 19. З цього моменту припиняється з'єднання його з живильним бачком через отвір А, і починає зростати тиск перед поршнем передньої порожнини. Цей тиск передається на поршень

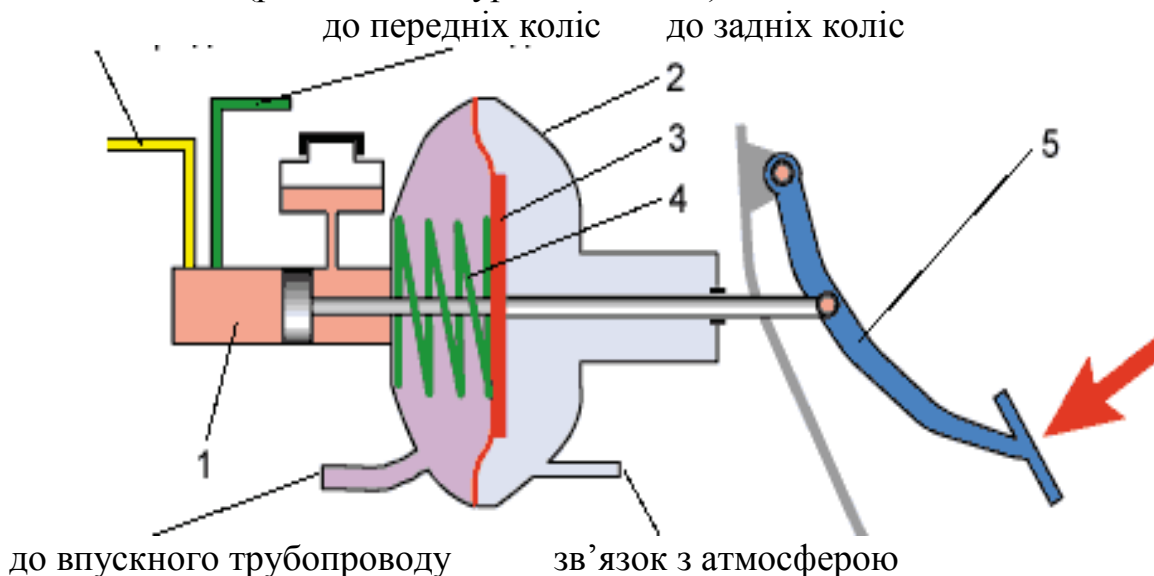
задньої порожнини 10, який, переміщуючись також перекриває сполучення з бачком. Таким чином, в системі гідروприводу підвищується тиск, який через трубопровід приводить в дію поршні колісних циліндрів.

Під дією гальмівної рідини радіальний осьовий тиск змушує гумові манжети (кільця) розширюватися, створюючи таким чином ущільнення з дзеркалом циліндра.

Головний циліндр гальма (обидві порожнини) живиться гальмівною рідиною від одного гальмівного бачка. Гальмівна рідина від бачка подається в головний циліндр в кожен порожнину окремим шлангом.

Робочий контур сполучає між собою пристрої гідроприводу і гальмівні механізми.

На рисунку 19.2 наведено схему гідроприводу з вакуумним підсилювачем (робочий контур не показано).



1 - головний гальмівний циліндр, 2 - корпус вакуумного підсилювача, 3 - діафрагма, 4 - пружина; 5 - педаль гальма

Рисунок 19.2 – Схема гідроприводу з вакуумним підсилювачем

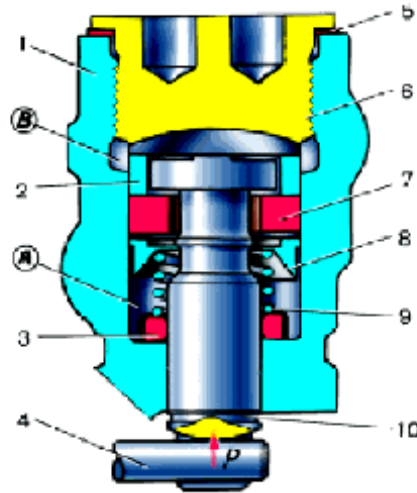
Вакуумний підсилювач конструктивно пов'язаний з головним гальмівним циліндром. Основним елементом підсилювача є камера, розділена гумовою перегородкою (діафрагмою) на дві порожнини. Одна порожнина сполучена з впускним трубопроводом двигуна, де створюється розрідження, а інша – з атмосферою. Завдяки великій площі діафрагми зусилля при роботі з педалью гальма може досягати 300... 400 Н і більше. Це значно полегшує роботу водія при гальмуваннях і дозволяє зберегти його працездатність тривалий час.

При гальмуванні сила інерції автомобіля, що рухається, і протидіюча їй сила тертя між колесами і дорогою створюють перекидаючий момент, реакцією на який є "просідання" передніх коліс, а задні колеса при цьому "розвантажуються". Тому при гальмуванні задні колеса можуть блокуватися, що призводить до заносу автомобіля. Залежно від зміни

відстані між елементами задньої підвіски і кузовом автомобіля тиск в приводі задніх гальм (у порівнянні з передніми) необхідно зменшувати.

Для зменшення тиску в приводі гальмівних механізмів задніх коліс використовують регулятор тиску.

Застосовувані конструкції регуляторів мають загальні принципові особливості.



А – порожнина нормального тиску; В - порожнину регульованого тиску; Р - зусилля, що передається важелем 4 приводу регулятора; 1 - корпус регулятора; 2 - втулка розпору; 3 - кільце ущільнювача; 4 - важіль приводу регулятора; 5 - прокладка; 6 - пробка; 7 - гумовий ущільнювач; 8 - тарілка пружини; 9 - пружина поршня; 10 - поршень

Рисунок 19.3 – Регулятор тиску задніх гальм у неробочому положенні

У порожнину А рідина надходить з головного циліндра, а з порожнини В виходить у колісні циліндри приводу задніх гальм. Сила Р, що діє на поршень від торсіонного важеля збільшується з наближенням кузова до балки мосту і зменшується при віддаленні від балки заднього мосту.

До початку дії регулятора поршень упирається в пробку 6 під дією сили Р і пружини 9. При цьому утворюються зазори, через які порожнини А і В з'єднуються, тобто тиск у них буде однаковий і дорівнює тиску в гідроприводі гальм.

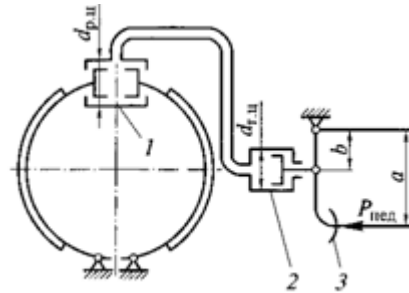
Коли спрацьовують гальма, то задня частина автомобіля по інерції підводиться і, отже, зменшується тиск на поршень з боку важеля 4. Сила тиску рідини на верхній торець поршня з більшою площею поверхні на якийсь момент перевищує силу тиску рідини, що діє на поршень знизу, і поршень опускається вниз до упору в ущільнювач 7. При цьому порожнини А і В роз'єднуються і в них створюється різний тиск: в порожнині А він буде дорівнювати тиску в головному циліндрі, а в порожнині В тиск буде менше на величину, яка визначає рівновагу поршня, під дією тиску в порожнинах А і В, пружини 9 і сили торсіонного

важеля. Таким чином, частковим або повним роз'єднанням порожнин А і В поршнем 10 регулюється гальмівний момент на задніх колесах.

При робочому гальмуванні  $R_{\text{пед}} \leq 100 \dots 150 \text{ Н}$ , а при аварійному –  $R_{\text{пед}} \leq 500 \text{ Н}$ .

Для зменшення зусилля на педалі, використовують підсилювач.

Допустиме зусилля на гальмівній педалі  $[R_{\text{пед}}] = 200 \dots 300 \text{ Н}$ . Хід гальмівної педалі гідроприводу залежить від кількості гальмівних механізмів і передавального числа приводу. Розрахункову схему гідравлічного гідроприводу наведено на рисунку 19.4.



1 – робочий циліндр; 2 – головний циліндр; 3 – педаль

Рисунок 19.4 – Схема для розрахунку гідравлічного гальмівного приводу

Оптимальний тиск в контурі гідроприводу визначається за формулами:  
– для приводу передніх коліс

$$p_1 = \frac{M_{T1\max}}{\frac{\pi \cdot d_{p1}^2}{4} \cdot r_{cp} \cdot \mu}, \quad (19.1)$$

де  $M_{T1\max} = r_k \cdot \varphi \cdot \frac{G_a}{2 \cdot L} (B + \varphi \cdot H)$  – максимальний гальмівний момент на передніх колесах;

$r_k$  – кінематичний радіус колеса;

$\varphi$  – коефіцієнт зчеплення; при розрахунках приймають  $\varphi = 0,1 \dots 0,7$ ;

$G_a$  – повна вага автомобіля, Н;

$d_{p1}$  – діаметр поршня, з'єданого зі скобою дискового гальма; наприклад, для легкового автомобіля  $d_{p1} = 0,046 \text{ м}$ ;

$r_{cp}$  – середній радіус гальмівного диска;  $r_{cp} = 0,11 \text{ м}$  (приклад для легкового автомобіля);

$\mu$  – коефіцієнт тертя; для матеріалу поверхонь тертя, що використовують у дисковому гальмівному механізмі автомобіля, можна приймати  $\mu = 0,35$ ;

$B, H, L$  – відповідно відстань від заднього колеса до центра мас автомобіля, висота центра мас, база автомобіля;  
– для задніх коліс



$$P_2 = \frac{M_{T2 \max}}{\frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4} \cdot r_{\delta} \left( \frac{\mu \cdot h}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_{\delta}} + \frac{\mu \cdot h}{k_0 \cdot a + \mu \cdot r_{\delta}} \right)}, \quad (19.2)$$

де  $M_{T2 \max} = r_k \cdot \varphi \cdot \frac{G_a}{2 \cdot L} (A - \varphi \cdot H)$  – максимальний гальмівний момент на колесах;

$d_{p2}$  – діаметр поршня, з'єданого з колодкою барабанного гальма; наприклад, для легкового автомобіля  $d_{p2} = 0,022$  м;

$r_{\delta}$  – радіус колодки барабанного гальма;  $r_{\delta} = 0,11$  м (приклад для легкового автомобіля);

$a, h$  – відстані від шарнірів (рис. 3, лабораторна робота для барабанних гальм) до осей барабану і поршнів гідроциліндра відповідно;

$\mu$  – коефіцієнт тертя; для матеріалу поверхонь тертя, що використовують у барабанному гальмівному механізмі автомобіля, можна приймати  $\mu = 0,3$ ;

$k_0$  – коефіцієнт, що враховує кут охоплення колодки заднього механізму; при розрахунках приймають  $k_0 = 0,84$ ;

$A, H, L$  – відповідно відстань від переднього колеса до центра мас автомобіля, висота центра мас, база автомобіля;

$p_2$  – тиск рідини в гідравлічній системі.

Приведені до поршнів робочих гідроциліндрів сили визначають за формулою:

$$P' = P'' = \frac{\pi \cdot d_{P2}^2}{4} \cdot p, \quad (19.3)$$

де  $P' = P''$  – приведені до поршнів робочих гідроциліндрів в колесах сили.

При звичайному гальмуванні автомобіля тиск у гідроприводі становить 4...6 МПа, а при терміновому гальмуванні – може досягати більших значень.

Гідропривід з вакуумним підсилювачем застосовується у разі, коли зусилля на гальмівній педалі складає більше 500 Н.

Розрахункову схему гідроприводу з вакуумним підсилювачем наведено на рисунку 19.5.

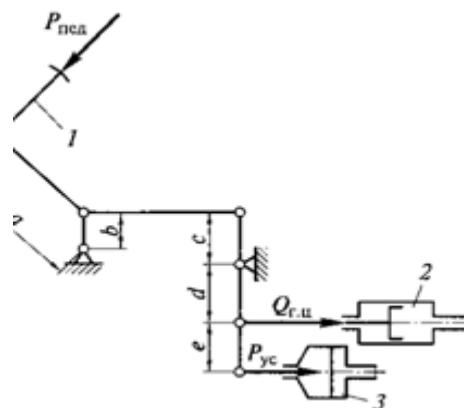


Рисунок 19.5 – Розрахункова схема гідроприводу з вакуумним підсилювачем:

Для визначення зусилля на педалі за умови використання схеми, яку наведено на рисунку 5, використовують формулу:

$$P_{пед} = \frac{b \cdot [P_{ус} \cdot (c + d) + Q_{сц} \cdot d]}{a \cdot c}, \quad (19.4)$$

де  $P_{пед}$  – зусилля на педалі;

$P_{ус}$  – зусилля, створюване вакуумним підсилювачем;

$Q_{сц}$  – зусилля, створюване головним гідравлічним циліндром ;

a, b, c, d, e – розміри важелів і тяг (рисунок 19.5).

#### **Порядок виконання роботи.**

1. Описати призначення і будову гальмівного приводу.
2. Використовуючи плакати, методичні вказівки вивчити принцип роботи гідростатичного гальмівного приводу.
3. Накреслити схему приводу, вказати його конструктивні елементи.
4. Використовуючи автомобіль і елементи приводу гальмівної системи, визначити необхідні для розрахунків геометричні розміри.
5. Розрахувати максимальний гальмівний момент на передніх і задніх колесах автомобіля;
6. Провести розрахунки оптимального тиску в контурі гідроприводу.
7. Розрахувати сили, що діють на поршні гальмівних циліндрів.
8. Приймаючи розрідження в вакуумній камері  $P_p = 0,05$  МПа, активну площу, на яку передається розрідження,  $F_d = 64 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>, визначити зусилля, створюване вакуумним підсилювачем.
9. Визначити зусилля на педалі досліджуваного автомобіля.
10. Зробити висновки по роботі.

#### **Зміст звіту**

До звіту необхідно включити:

1. Короткі теоретичні відомості
2. Схему гідроприводу досліджуваного автомобіля.
3. Опис проведення досліджень.
4. Результатами вимірювань і розрахунків.
5. Оцінити вплив різних силових факторів на величину зусилля на педалі автомобіля.
6. Висновки по роботі, порівнюючи отримані результати з відповідними літературними даними.

**Питання для самоконтролю**

1. Охарактеризуйте призначення і будову гальмівного приводу.
2. Охарактеризуйте принцип роботи гальмівної системи з гідравлічним приводом?
3. Запишіть формули для визначення показників і параметрів гальмівного приводу.

### Рекомендована література

1. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Автомобілі» для студентів спеціальності «Автомобілі та автомобільне господарство» та «Професійне навчання. Експлуатація та ремонт місцевого та автомобільного транспорту» (частина 1) / Укл: В.П. Сахно, Г. А. Філіпова, Грищук О, К, Яновський В.В., Федоров В.В.– К.: НТУ, 2006.–56 с.
2. Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Автомобили». / Разраб. В. Н. Торлин, Т. А. Рогозина, С. В. Огрызков, А. Г. Остренко.–Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2006. – 44 с.
3. Методические указания к выполнению курсовой работы «Тяговый расчет автомобиля» / Железнов Е. И.– Волгоград: Волгоград, гос. техн. ун-т, 202.–33с.
4. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт із курсу "Автомобілі" для студентів спеціальності "Автомобілі та автомобільне господарство" / Шпилька М. М. - Полтава: Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, 2004 р. - 54 с.
5. Сирота В. І., Сахно В. П. Автомобілі. Основи конструкції, теорія: Навчальний посібник. – К.: Арістей, 2007.– 288 с.

## ЗМІСТ

Вступ.....	3
Лабораторна робота 1	
Ознайомлення з лабораторним обладнанням, технікою безпеки .....	4
Лабораторна робота 2	
Вивчення технічних характеристик дорожніх транспортних засобів .....	9
Лабораторна робота 3	
Визначення розрахункових радіусів коліс автомобіля .....	18
Лабораторна робота 4	
Визначення положення центра мас автомобіля.....	27
Лабораторна робота 5	
Дослідження конструкцій поршнів автомобільних двигунів.....	33
Лабораторна робота 6	
Кривошипно-шатунний механізм (КШМ).....	39
Лабораторна робота 7	
Газорозподільний механізм двигунів.....	46
Лабораторна робота 8	
Трансмісія автомобіля.....	51
Лабораторна робота 9	
Зчеплення автомобіля.....	56
Лабораторна робота 10	
Коробки передач автомобілів.....	62
Лабораторна робота 11	
Карданні передачі автомобілів.....	68
Лабораторна робота 12	
Ведучі мости автомобілів.....	73
Лабораторна робота 13	
Визначення коефіцієнта опору коченню коліс автомобіля.....	79
Лабораторна робота 14	
Визначення коефіцієнта зчеплення коліс автомобіля.....	82
Лабораторна робота 15	
Підвіски автомобіля.....	86
Лабораторна робота 16	
Телескопічний гідравлічний амортизатор.....	93
Лабораторна робота 17	
Барабанний гальмівний механізм.....	98
Лабораторна робота 18	
Дискове гальмо автомобіля.....	102
Лабораторна робота 19	
Гідравлічний гальмівний привод.....	107
Рекомендована література.....	114

