

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Центральноукраїнський національний технічний університет

КАФЕДРА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА РЕМОНТУ МАШИН

***ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА  
ВИПРОБОВУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ***

**Методичні вказівки до виконання практичних  
занять з курсу**

для студентів спеціальності  
274 “Автомобільний транспорт”,  
освітньо-кваліфікаційного рівня *магістр*

**Кропивницький, ЦНТУ- 2018**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Центральноукраїнський національний технічний університет

КАФЕДРА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА РЕМОНТУ МАШИН

*ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ВИПРОБОВУВАННЯ  
АВТОМОБІЛІВ*

**Методичні вказівки до виконання практичних занять з курсу**

для студентів спеціальності  
274 “Автомобільний транспорт”,  
освітньо-кваліфікаційного рівня *магістр*

Затверджено на засіданні кафедри експлуатації  
та ремонту машин  
протокол № 7 від 16.01.2018

**Кропивницький, ЦНТУ - 2018**

Методичні вказівки до виконання практичних занять з курсу „Експериментальні методи досліджень та випробовування автомобілів” для студентів спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”. Кропивницький: ЦНТУ, 2018.- 56 с.

Укладачі: Красота М.В.  
Кулешков Ю.В.  
Шепеленко І.В.  
Осін Р.А.

Комп'ютерний набір і верстка М.В. Красота

© Методичні вказівки до виконання практичних занять з курсу «Експериментальні методи досліджень та випробовування автомобілів»/Укл. Красота М.В., Кулешков Ю.В., Шепеленко І.В., Осін Р.А. - Кропивницький, ЦНТУ, 2018 – 56 с.

© РВЛ.ЦНТУ. Комп'ютерна верстка 2018

## Зміст

<i>Практичне заняття №1</i> Стендові випробовування автомобільних двигунів	5
<i>Практичне заняття №2</i> Лабораторні випробовування зчеплень	17
<i>Практичне заняття №3</i> Стендові випробовування гальм	24
<i>Практичне заняття №4</i> Лабораторні випробування рам, кузовів та кабін автомобілів	31
<i>Практичне заняття №5</i> Випробування підвісок автомобілів	40
<i>Практичне заняття №6</i> Лабораторні випробовування шин автомобілів	45

## *Практичне заняття №1*

### **Стендові випробування автомобільних двигунів**

*Мета заняття* – ознайомитися з характеристиками дизельних та бензинових двигунів, методиками їх отримання та дослідними обладнанням.

#### **1.1 Класифікація характеристик двигунів внутрішнього згорання**

Умови експлуатації транспортних засобів диктують необхідність частих змін режимів руху. Тому двигуни звичайно працюють на режимах, що встановилися, лише короткі проміжки часу, часто переходячи з одного режиму на інший, причому швидкісні й навантажувальні режими можуть змінюватися незалежно друг від друга. Це означає, що при будь-якій частоті обертання колінчатого вала двигуна (від мінімально стійкої до максимальної) навантаження двигуна може також змінюватися від нульового до максимального.

Для визначення динамічних і економічних показників, а також оцінки регулювальних параметрів проводяться стендові випробування двигунів. Випробування проводяться відповідно до діючих нормативних документів і ДСТУ.

На показники роботи двигуна одночасно впливає велика кількість факторів, урахувати спільний вплив яких практично неможливо. Тому випробування проводять при завданні деяких незмінних умов (постійний швидкісний режим двигуна, постійне положення органа керування подачею палива й т.п.). Результати випробувань прийнято представляти у вигляді графічної залежності параметрів.

*Характеристикою двигуна* називається графічна залежність одного або декількох параметрів роботи двигуна від деякого фактора (параметра), обраного в якості незалежного й безпосередньо змінюваного експериментатором у ході випробувань.

Назва й вид характеристики визначається незалежною змінною, у якості якої вибирається один з експлуатаційних або конструктивних факторів (частота обертання колінчатого вала, потужність, витрата палива, кут випередження запалювання (упорскування), коефіцієнт надлишку повітря й ін.). Залежно від того, який параметр є незалежною змінною й задається експериментатором при проведенні випробувань, характеристики двигуна ділять на три основні групи: швидкісні, навантажувальні й спеціальні.

У характеристиках першої групи, незалежна змінна - частота обертання колінчатого вала двигуна; ці характеристики знімаються як при повному, так і при часткових навантаженнях. Найбільший інтерес представляє *швидкісна* характеристика, одержувана при повному навантаженні; вона називається зовнішньою й показує, які найбільші значення потужності й крутного моменту може розвивати двигун при різних частотах обертання колінчатого вала і яка при цьому буде погодинна і питома витрата палива.

У характеристиках другої групи незалежна змінна - *навантаження* на колінчатому валу двигуна. Навантаження при випробуваннях задається кутом відкриття дросельної заслінки (для бензинових двигунів) або переміщенням важеля керування подачею палива насоса високого тиску (для дизелів). Навантаження характеризується значеннями ефективної потужності, середнього ефективного тиску або ефективного крутного моменту. Навантажувальна характеристика дозволяє судити про економічність двигуна на режимах, що найбільше часто зустрічаються в експлуатації, робота двигуна з неповним навантаженням.

Характеристики третьої групи різноманітні й знімаються із двигуна для вибору оптимальних умов його роботи, широко застосовуються при проведенні науково-дослідних робіт.

У якості залежних змінних звичайно приймаються ефективна потужність, крутний момент, вартовий і погодинна витрата палива.

#### **1.2 Види й обсяг випробувань**

Двигуни піддають наступним основним випробуванням:

- приймальноздавальним;
- періодичним;

- типовим.

*Приймальноздавальні випробування* проводять із метою контролю якості складання й регулювання двигунів. Вони повинні включати визначення потужності, питомої витрати палива й тиску масла при номінальній частоті обертання й положенні органів керування подачею палива, що відповідають повній подачі палива, а також максимальної частоти обертання холостого ходу й тиску масла при мінімальній стійкій частоті обертання холостого ходу.

*Періодичні випробування* проводять із метою контролю відповідності показників двигунів технічним умовам на двигуни конкретних марок.

При періодичних випробуваннях визначають:

- номінальну потужність, максимальний крутний момент, зовнішні швидкісні характеристики потужності й крутного моменту. Для серійного двигуна номінальна потужність, максимальний крутний момент і зовнішні швидкісні характеристики вважаються підтвердженими, якщо їх значення відрізняються від зазначених у технічній документації на двигун або автомобіль у межах  $\pm 5\%$ ;
- навантажувальну характеристику при частоті обертання, що відповідає максимальному крутному моменту двигуна;
- характеристику холостого ходу;
- регуляторну характеристику (для дизелів).

*Типові випробування* проводять після внесення в конструкцію або технологію виготовлення двигуна змін, які можуть вплинути на параметри двигуна, зазначені в технічних умовах, з метою оцінки ефективності й доцільності внесених змін. Випробування слід проводити по програмі періодичних випробувань або по спеціальній програмі, погодженої зі замовником.

### **1.3. Умови й правила проведення випробувань двигунів**

Умови, методи й правила випробувань двигунів викладені в ГОСТ 14846-81 «Двигуни автомобільні. Методи стендових випробувань» і ГОСТ 18509-88 «Дизелі тракторні й комбайнові. Методи стендових випробувань».

При випробуваннях використовується метод гальмування працюючого двигуна, за винятком визначення характеристики холостого ходу, мінімальної стійкої частоти обертання холостого ходу й пускових якостей.

Марки палива й масла, а також вид і (або) марка охолодних рідин, застосовуваних під час випробувань, повинні відповідати вимогам технічних умов на випробуваний двигун.

Паливо й масло повинні відповідати вимогам стандартів або технічних умов. Їхні фізико-хімічні показники повинні бути засвідчені паспортом або протоколом випробувань.

Температура охолоджувальної рідини на виході з дизеля з рідинним охолодженням повинна підтримуватися в межах, зазначених у технічних умовах на випробуваний двигун, а при відсутності таких вказівок -  $(90 \pm 5)^\circ\text{C}$ .

Температура масла в піддоні, або на виході із двигуна, або перед масляним радіатором повинна підтримуватися в межах, зазначених у технічних умовах на випробуваний двигун, а при відсутності таких вказівок -  $(90 \pm 5)^\circ\text{C}$ .

Атмосферний тиск, температура й вологість навколишнього повітря під час випробувань повинні перебувати в межах, зазначених у технічних умовах на випробуваний двигун.

Показання із приладів повинні зніматися при режимі, що встановився, роботи двигуна, при постійних показаннях усіх приладів. Значення крутного моменту, частоти обертання й витрати палива повинні визначатися одночасно. При ручному керуванні стендом тривалість виміру витрати палива, як правило, становить 30 с.

При кожному випробуванні число точок вимірів повинно бути достатнім для того, щоб при побудові характеристик виявити форму й характер протікання кривій у всьому діапазоні обстежуваних режимів. Як правило, необхідно одержати не менш 8 рівномірно розташованих дослідних точок. В області значних змін показників інтервали між дослідними точками зменшують.

#### 1.4 Обробка результатів випробувань

Результати вимірів і розрахунків зтягають до протоколу.

За даними вимірів, отриманим при випробуванні двигуна, а також за результатами розрахунків величин, обумовлених аналітично, будують графіки необхідних залежностей (характеристики двигуна). Дослідні точки наносять на графік (наприклад,  $M_e$  й  $G$ ). На графічних залежностях величин, одержуваних у результаті розрахунків (наприклад,  $N$  і  $g_e$ ), крапки на графіку не ставлять.

Формули для розрахунків і одиниці виміру параметрів використовуються відповідно до ГОСТ 14846 і ГОСТ 18509 на випробування двигунів.

1. Крутний момент двигуна  $M_e$ , Н м, розраховують по формулі

$$M_e = P_{\text{вс}} \cdot l,$$

де  $P_{\text{вс}}$  - показання вимірювального пристрою гальма, Н;

$l$  - плече вагового пристрою гальма, м ( для використовуваних роботі стендів  $l = 0,7162$  м).

2. Ефективна потужність двигуна  $N_e$ , кВт, розраховується по формулі

$$N_e = \frac{M_e n}{9550},$$

де  $n$  - частота обертання колінчатого вала,  $\text{хв}^{-1}$ .

3. Визначення годинної витрати рідкого палива  $G_T$ , кг/год, проводять по приладах, що безпосередньо показують витрату, або по формулі ( для вагового способу виміру)

$$G_T = 3,6 \cdot \frac{\Delta G}{\tau},$$

де  $\Delta G$  - маса контрольної порції палива, г (звичайно  $\Delta G = 50$  г);  $\tau$  - час витрати контрольної порції палива, с.

4. Питома витрата палива  $g_e$  г/(кВт ч), розраховується по формулі

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} \cdot 10^3,$$

де  $N_e$  - потужність, певна при випробуваннях, кВт.

За отриманими результатами будуються характеристики двигуна.

Порядок побудови характеристик (графічних залежностей параметрів) наступний:

1. Визначається кількість кривих, передбачуваних до побудови.
2. Залежно від величини максимального значення параметра вибирається масштаб відповідної шкали. Графік повинен мати максимальний розмір у даній системі координат для можливості оцінки характеру залежності.
3. Для побудови графіків використовується сантиметрова сітка. Шкала будується для діапазону, у якому змінюється дана величина при проведенні випробування. Шкала підписується позначенням параметра й вказівкою його розмірності. Розташовувати шкали можна по обидва боки поля графіка. Рекомендується застосовувати масштаби таким чином, щоб по побудованих кривих був видний характер зміни розглянутих величин. Показник роботи двигуна, прийнятий за аргумент, відкладається в обраному масштабі по осі абсцис.
4. Крапки, отримані в ході експерименту, наносяться на графік і з'єднуються плавної кривій.
5. Так як при випробуваннях завжди є деякий розкид точок (викликаний різними похибками), то при проведенні плавної кривої слід прагнути до того, щоб вона проходила можливо ближче до всіх дослідних точок. Ламані лінії на графіках не допускаються (якщо це не виражає характеру зміни величини).
6. При проведенні плавної кривої слід приділяти увага й точкам, що випали, установлюючи причини їх випадання. Над проведеними кривими надписується літерне позначення параметра.

### 1.5 Випробувальний стенд і апаратура

Випробувальний стенд повинен мати встаткування для виміру показників роботи двигуна з необхідною точністю відповідно до ГОСТ 14846 на випробування двигунів. Наприклад, крутний момент і витрата палива необхідно вимірювати з точністю  $\pm 1\%$ , частоту обертання колінчатого вала з точністю  $\pm 0,5\%$ , температури охолоджувальної рідини й масла з точністю  $\pm 2\text{ }^\circ\text{C}$ ;

Стенд для типових випробувань двигуна складається з наступних основних компонентів (рис. 1):

- силова установка з відповідним типом двигуна;
- навантажувальний пристрій (балансирна машина) з індикатором навантаження;
- штатні контрольно-вимірювальні прилади даного двигуна;
- тахометр;
- секундомір;
- ваги лабораторні.

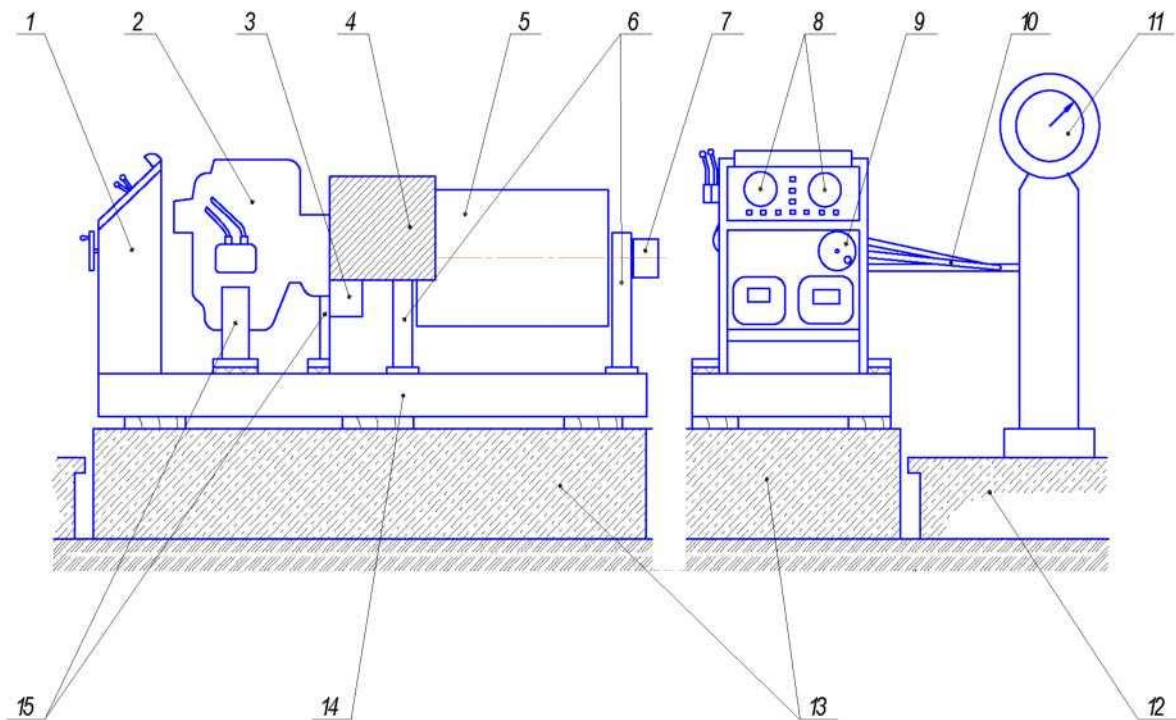


Рисунок 1.1 - Загальний вид стенда для випробувань двигуна:

1 - пульт керування двигуном; 2 - двигун внутрішнього згоряння; 3 - сполучна муфта; 4 - захисний кожух сполучної муфти; 5 - навантажувальний пристрій (балансирна машина); 6 - опори балансирної машини; 7 - датчик частоти обертання колінчатого вала двигуна й ротора балансирної машини; 8 - контрольно-вимірювальні прилади двигуна; 9 - ручка керування подачею палива; 10 - плече навантажувального пристрою; 11 - індикатор навантаження; 12, 13 - фундаментні плити відповідно лабораторного корпусу й стенда; 14 - рама стенда; 15 - кронштейни кріплення двигуна до рами стенда.

У якості навантажувального пристрою застосовується індуктивне гальмо - асинхронний двигун з фазним ротором. Навантаження на колінчатому валу двигуна задається гальмовим моментом навантажувального пристрою. Гальмовий момент залежить від величини струму в обмотці статора й змінюється за допомогою реостата. Навантажувальний пристрій стенда закріплений балансирно, тобто корпус електродвигуна (статор) може гойдатися на підшипниках, закріплених в опорних стійках.

При створенні навантаження на колінчатому валу двигуна за допомогою даного пристрою крутний момент двигуна передається індуктивно на статор, який прагне повернутися у бік обертання колінчатого вала. Статор пов'язаний з індикатором навантаження - ваговим пристроєм

маятникового типу, за допомогою якого визначають величину гальмової сили  $P$  на плечі  $l$  гальма.

Контрольно-вимірювальні прилади дозволяють контролювати режим роботи двигуна, температуру охолоджувальної рідини й тиск у системі мащення.

За допомогою тахометра контролюється частота обертання колінчатого вала двигуна. У якості тахометра використовується цифровий прилад типу ТЦ-1 індуктивного типу, що знімає показання з контрольної зірочки, закріпленої на валу балансірної машини.

Вимірювання витрати палива проводиться ваговим методом. Для цього використовуються пружинні (маятникові) ваги. На одну чашу вагів встановлена ємність із паливом, а на іншу укладаються вантажі. У процесі зняття характеристики замірюється час витрати контрольної порції палива (50 грамів). Зміна кількості палива в мірній ємності компенсується збільшенням кількості вантажів на чаші ваг або долівкою палива в мірну ємність.

### 1.6 Регуляторна характеристика дизеля

Регуляторна характеристика дизеля визначає показники роботи двигуна із всережимним регулятором і прийнятими для умов експлуатації регулюваннями у всьому діапазоні навантажень від холостого ходу до максимального крутного моменту.

Регуляторну характеристику слід визначати при положенні органа керування регулятором частоти обертання, що відповідає повній подачі палива.

Часткові регуляторні характеристики слід визначати при положеннях органа керування регулятором частоти обертання, що відповідають частковій подачі палива.

Характеристики слід визначати шляхом послідовного збільшення навантаження від нульового до повного й потім знижувати навантаження до досягнення частоти обертання, що становить не більш 85% частоти обертання при максимальному крутному моменті.

На регуляторній характеристиці ділянка 1-2 (рис. 1.2) відповідають роботі дизеля "на регуляторі", а ділянка 2-3 - його роботі із зовнішньою швидкісною характеристикою. Робота дизеля по регуляторній характеристиці (ділянка 1-2) відповідає приблизно роботі дизеля по навантажувальній характеристиці, тобто вона відбувається при зміні навантаження від холостого ходу до максимально можливої величини й при практично постійній частоті обертання колінчатого вала.

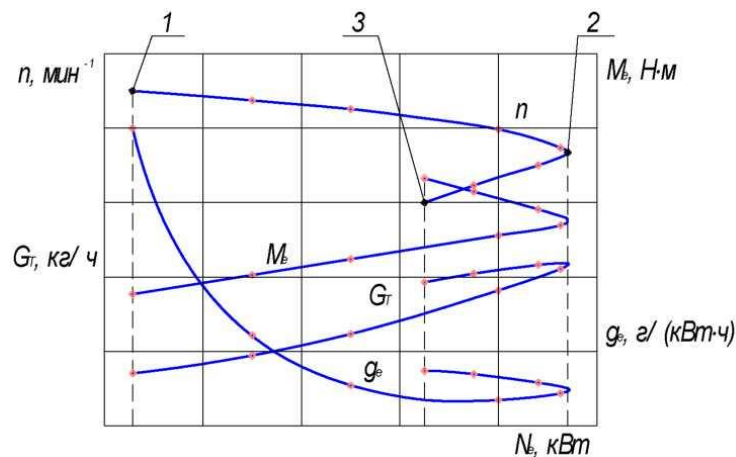


Рисунок 1.2. Регуляторна характеристика дизельного двигуна в функції потужності

Залежно від призначення регуляторна характеристика дизеля при побудові може бути представлена:

1) крутним моментом, частотою обертання колінчатого вала, вартовим і питомим витратами у функції потужності (рис. 1.2):

$$[n, M_e, G_T, g_e] = f(N_e);$$

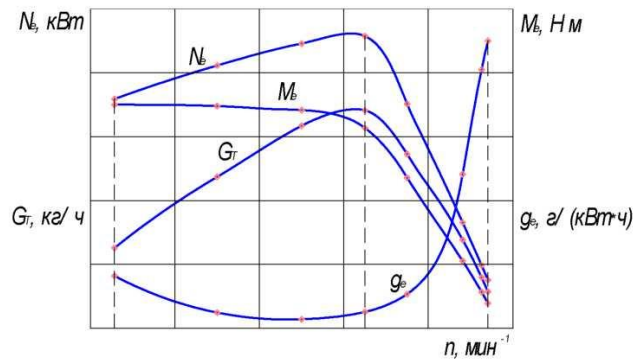


Рисунок 1.3. Регуляторна характеристика дизельного двигуна у функції частоти обертання колінчатого вала

2) ефективною потужністю, крутним моментом, вартовим і питомим витратами палива у функції частоти обертання колінчатого вала дизеля (рис. 1.3):

$$[N_e, M_e, G_T, g_e] = f(n);$$

3) ефективною потужністю, частотою обертання колінчатого вала, вартовим і питомим витратами палива у функції крутного моменту двигуна (рис. 1.4):

$$[n, N_e, G_T, g_e] = f(M_e).$$

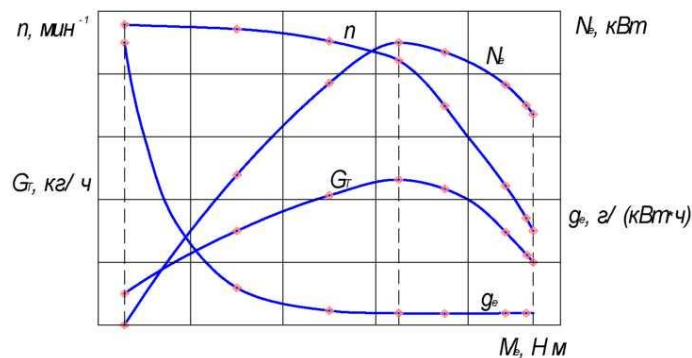


Рисунок 1.4. Регуляторна характеристика дизельного двигуна у функції крутного моменту

Регуляторна характеристика дизеля, побудована у функції частоти обертання колінчатого вала, може бути використана для аналізу при дослідженні роботи дизеля на різних швидкісних режимах. Для вивчення роботи дизеля з регулятором досить зручна регуляторна характеристика, побудована у функції потужності. Ця характеристика в практиці випробування дизелів прийнята як якості основної форми регуляторної характеристики.

Регуляторна характеристика, побудована у функції крутного моменту, виявляється досить зручною при вивченні показників роботи дизеля на різному навантаженні, особливо при спільному вивченні їх з тяговими якостями тракторів, будівельних і дорожніх машин. У зв'язку із цим такий вид регуляторної характеристики іноді називають *тяговою* характеристикою дизеля.

### 1.7 Методика зняття регуляторної характеристики двигуна

Регуляторна характеристика знімається при роботі дизеля з регулятором, що має заводське регулювання, або з оптимальним регулюванням, отриманим при випробуванні. При цьому проводиться ряд вимірювань необхідних показників з послідовним збільшенням навантаження від холостого ходу до максимальної потужності й потім до одержання максимального крутного моменту.

При знятті характеристики слід дотримуватися наступної послідовності:

- 1) запустити двигун і дати йому попрацювати з постійною частотою обертання колінчатого

вала ( $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ ) 3 - 5 хв;

2) плавно збільшуючи подачу палива, установити частоту обертання колінчатого вала на рівні 1300 - 1500  $\text{хв}^{-1}$  і закріпити важіль керування подачею палива в нерухомому стані;

3) по сигналу керівника експерименту замірити час витрати палива; зафіксувати отримане значення часу витрати палива, поточне значення частоти обертання колінчатого вала й величину навантаження на колінчатому валу двигуна;

4) збільшити навантаження на колінчатому валу двигуна;

5) повторюючи пункти 3 і 4, зняти 6 - 8 точок регуляторної характеристики;

6) відключити навантаження на колінчатому валу двигуна й установити важіль керування подачею палива в положення, при якому двигун стійко працює на холостому ході;

7) дати попрацювати двигуну на режимі холостого ходу 3 - 5 хвилин і зупинити двигун, відключивши подачу палива поворотом важеля в крайнє положення.

### 1.8 Обробка експериментальних даних

Значення параметрів з постових бланків і результати наступних розрахунків заносяться до протоколу. За отриманими значенням будують регуляторну характеристику: графіки залежностей основних параметрів роботи двигуна у функції частоти обертання колінчатого вала, крутного моменту або ефективної потужності:

$$[n, M_e, G_T, g_e] = f(N_e);$$

$$[N_e, M_e, G_T, g_e] = f(n);$$

$$[n, N_e, G_T, g_e] = f(M_e).$$

### 1.9 Навантажувальна характеристика дизеля

Навантажувальну характеристику слід визначати при постійній частоті обертання шляхом послідовного збільшення подачі палива в межах зміни навантаження від нуля до відповідної повної подачі.

*Навантажувальною характеристикою* дизеля називають залежність основних показників двигуна (наприклад, питомої й погодинної витрат палива, коефіцієнта надлишку повітря) від ступеня завантаження дизеля  $N_e$  при постійній частоті обертання колінчатого вала двигуна (рис. 1.5).

Серія таких характеристик, знятих при різних, але постійних швидкісних режимах дизеля, дає можливість установлювати залежно від навантаження для кожної частоти обертання колінчатого вала погодинну і питому витрату палива й визначати  $g_{e \min}$ . По серії навантажувальних характеристик можна побудувати швидкісні характеристики дизеля. Зміна потужності дизеля при знятті навантажувальної характеристики здійснюють збільшенням або зменшенням кількості палива, що впорскується за цикл (при майже незмінній кількості повітря) зміною, що досягається, положення рейки паливного насоса.

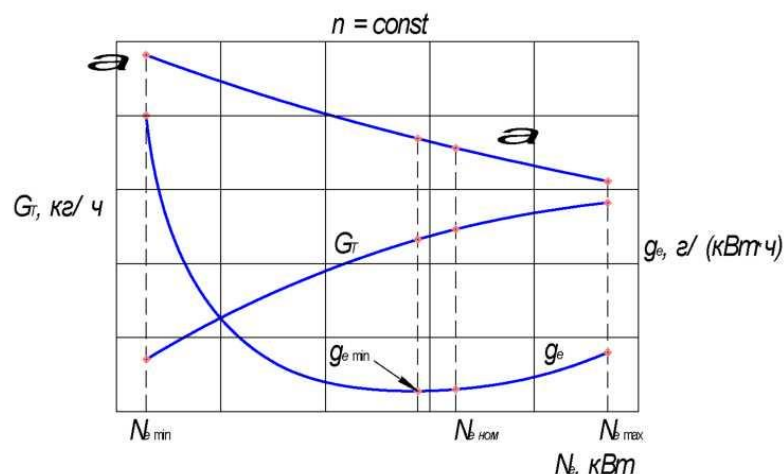


Рисунок 1.5 Навантажувальна характеристика дизельного двигуна

Збільшення  $G_T$  зі збільшенням навантаження приводить до зменшення  $\alpha$ , а, отже, до зниження індикаторного КПД робочого циклу  $\eta_i$  двигуна. Зі збільшенням навантаження зростає механічний КПД двигуна  $\eta_m$ .

Різке зменшення  $g_e$ , при переході від холостого ходу до малих навантажень спочатку викликається одночасним збільшенням  $\eta_i$  і  $\eta_m$ . При подальшому збільшенні навантаження  $\eta_i$  зменшується, але більш різко зростає  $\eta_m$ , внаслідок чого  $g_e$  продовжує плавно знижуватися, досягаючи свого мінімального значення при максимальній величині добутку  $\eta_i$  і  $\eta_m$ .

При подальшому збільшенні навантаження  $g_e$  починає зростати через переважний вплив, що погіршується тепловикористання - знижується  $\eta_i$ . Збільшення навантаження на колінчатому валу двигуна супроводжується підвищенням димності газів, що відпрацювали, яке при певному значенні потужності, досягає гранично припустимого значення. Тривала робота дизеля на режимі максимальної потужності неприпустима внаслідок погіршення економічності, перегріву, появи чорного диму й зниження довговічності. Тому на практиці потужність двигуна трохи обмежують.

### 1.10 Методика зняття навантажувальної характеристики дизеля

Навантажувальні характеристики знімаються для найбільш характерних частот обертання колінчатого вала двигуна. Перехід від однієї досвідченої крапки до іншої при знятті навантажувальної характеристики здійснюється зміною положення важеля керування всережимним регулятором. Постійна частота обертання колінчатого вала при цьому забезпечується гальмом.

Регулювання паливного насоса при знятті цієї характеристики повинно відповідати експлуатаційному.

Навантажувальну характеристику знімають у такий спосіб:

- 1) запустити двигун і дати йому попрацювати з постійною частотою обертання колінчатого вала ( $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ ) 3 - 5 хв;
- 2) плавно збільшуючи подачу палива, установити частоту обертання колінчатого вала на рівні 1300 - 1500  $\text{хв}^{-1}$  і закріпити важіль керування подачею палива в даному положенні;
- 3) заміряти час витрати палива; зафіксувати отримане значення часу витрати палива, що тече значення частоти обертання колінчатого вала й величину навантаження на колінчатому валу двигуна;
- 4) збільшити навантаження на колінчатому валу двигуна;
- 5) повторюючи пункти 2 і 4, зняти 6 - 8 точок навантажувальної характеристики;
- 6) відключити навантаження на колінчатому валу двигуна й установити важіль керування подачею палива в положення, при якому двигун стійко працює на холостому ходу;
- 7) дати попрацювати двигуну на режимі холостого ходу 3 - 5 хвилин і зупинити двигун, відключивши подачу палива поворотом важеля в крайнє положення;
- 8) упорядкувати прилади й приналежності, що використовувалися в ході лабораторної роботи.

Після закінчення процесу зняття характеристики за даними постових бланків, а також за розрахунковим даними, отриманим при використанні відповідних формул, заповнюється протокол. По даним протоколу випробувань будується навантажувальна характеристика двигуна. При цьому звичайно по осі абсцис відкладаються значення ефективніше потужності  $Ne$  у кВт або відсотках, вважаючи за 100% максимальну потужність, що розбудовується двигуном при розглянутій частоті обертання, а по осі ординат - отримані значення погодинної витрати  $G_T$  і питомої витрати палива  $g_e$ .

Для двигунів навантажувальні характеристики знімають на декількох швидкісних режимах, що охоплюють експлуатаційний діапазон зміни частоти обертання колінчатого вала. По цій серії навантажувальних характеристик можна побудувати зовнішню й часткові швидкісні характеристики двигуна.

Значення параметрів і результати наступних розрахунків заносяться до протоколу. За

отриманими значенням будують навантажувальну характеристику: графіки залежностей показників паливної економічності двигуна від ефективної потужності або навантаження на колінчатому валу двигуна:

$$[G_T, g_e] = f(N_e)$$

### 1.10 Часткова швидкісна характеристика бензинового двигуна

Частота обертання колінчатого вала впливає на параметри робочого циклу й основні показники роботи двигуна. Збільшення частоти обертання колінчатого вала є одним з найбільш ефективних способів підвищення потужності двигунів. Тому знання закономірностей і причин, що обумовлюють зміну основних параметрів робочого циклу й показників роботи двигуна у функції частоти обертання колінчатого вала, дозволяє визначити найбільш ефективні методи поліпшення роботи двигунів автомобілів і тракторів.

*Швидкісну характеристику* двигуна визначають при повністю відкритій дросельній заслінці, що відповідає повній подачі палива. *Часткові швидкісні характеристики* визначають при частково відкритій дросельній заслінці або деякому проміжному положенні важеля керування, що відповідає неповній подачі палива, постійній при знятті всієї характеристики. Характеристики слід визначати шляхом послідовного збільшення навантаження від нульового до повного й потім зниження навантаження до досягнення частоти обертання, що становить не більш 85% частоти обертання при максимальному крутному моменті.

Швидкісна характеристика двигуна представляється кривими зміни ефективної потужності  $N_e$ , середнього ефективного тиску  $P_e$ , крутного моменту  $M_e$ , погодинної  $G_T$  і питомої  $g_e$  витрат палива залежно від частоти обертання колінчатого вала при постійному положенні органа керування подачею палива.

Приклади побудови швидкісних характеристик наведені на рис. 1.6 і 1.7. При визначенні швидкісних характеристик повинні бути виявлені точки, що відповідають мінімальній робочій, номінальній й максимальній частотам обертання, установленим технічними умовами на двигун, частотам обертання при максимальному крутному моменті; при мінімальній питомій витраті палива й початку спрацьовування обмежника частоти обертання.

Аналіз швидкісної характеристики дозволяє:

- а) визначити абсолютні значення потужносних і економічних показників даного двигуна;
- б) виявити причини й характер зміни основних показників двигуна залежно від частоти обертання колінчатого вала;
- в) оцінити даний двигун у відношенні його прийомистості, швидкохідності й економічності;
- г) підрахувати питомі показники даного двигуна й зіставити їх з питомими показниками інших двигунів.

Зовнішня швидкісна характеристика бензинового двигуна являє собою залежність  $[N_e, M_e, G_T, g_e] = f(n)$  при повному відкритті дросельної заслінки (див. рис. 1.6).

Цією характеристикою визначаються максимальні потужносні показники двигуна й оцінюється ступінь досконалості робочого процесу при повному навантаженні.

Розрізняють наступні види зовнішніх швидкісних характеристик, бензинового двигуна:

- а) абсолютну (або граничну) зовнішню швидкісну характеристику;
- б) експлуатаційну зовнішню швидкісну характеристику;
- в) зовнішню швидкісну характеристику з регуляторною галузями.

Зовнішня швидкісна характеристика буде абсолютною (або граничною) при даних атмосферних умовах і при даному встаткуванні двигуна в тому випадку, коли регулювання системи живлення, запалювання та охолодження при її знятті для кожної дослідної точки (кожного  $n$ ,  $xv^{-1}$ ) установлюються найоптимальнішими, що забезпечує найбільш високе протікання кривих  $N_e$  і  $M_e$ .

В умовах експлуатації бензинових двигунів, підтримка оптимальних значень усіх параметрів, що визначають одержання абсолютної (або граничної) зовнішньої швидкісної характеристики, вкрай важко. Тому, при практичному використанні двигуна має значення залежність максимальної

потужності від частоти обертання колінчатого вала без особливих заходів щодо знаходження й забезпеченню оптимальних значень ряду факторів, але при дотриманні основної умови, що визначає одержання максимальної потужності, - повне відкриття дросельної заслінки.

Такі характеристики називаються експлуатаційними зовнішніми швидкісними характеристиками. Ці характеристики знімаються при заводському регулюванні системи живлення, тепловому стані, що встановився, двигуна й кутах випередження запалювання.

Прикладом роботи бензинового двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці в реальних умовах експлуатації є такий випадок, коли, наприклад, автомобіль рухається на прямій передачі, увесь час при повному відкритті дросельної заслінки з максимальною швидкістю по дорогах різної якості. При цьому зміна опору руху, наприклад, при переході від більш легкої до більш важкої дороги або навпаки приведе до зміни швидкості руху автомобіля й, отже, до зміни частоти обертання колінчатого вала двигуна.

### 1.11 Часткові швидкісні характеристики двигуна

Швидкісні характеристики, що представляють собою залежності, аналогічні зовнішній швидкісній характеристиці, але отримані при незмінному проміжному положенні дроселя, відповідному до неповній подачі палива (часткове відкриття дроселя), називаються частковими швидкісними характеристиками (рис. 1.7).

Ці характеристики двигуна знімаються для одержання даних, необхідних при розрахунках тягових і економічних якостей автомобіля. Часткові швидкісні характеристики знімають так само, як і зовнішні, але при деяких проміжних положеннях дросельної заслінки, постійних для кожної характеристики.

Знімають звичайно серію часткових швидкісних характеристик, наприклад, при 20, 40 і 60 % відкритті дросельної заслінки, щоб охопити весь діапазон роботи двигуна при часткових навантаженнях.

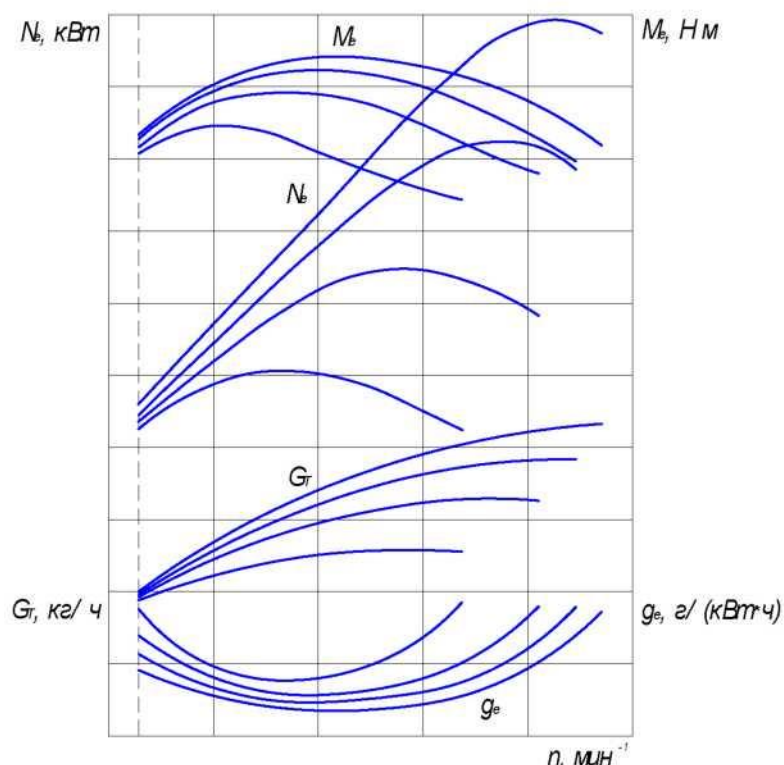


Рисунок 1.7 Часткові швидкісні характеристики бензинового двигуна

### 1.12 Методика зняття часткових швидкісних характеристик двигуна

1. Перед зняттям швидкісної характеристики двигун прогривають до досягнення робочої температури, для цього дають йому попрацювати з постійною частотою обертання колінчатого вала ( $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ ) 3 - 5 хв; після чого двигун пригальмовують і відкривають дросельну заслінку

до необхідного проміжного положення.

2. Зняття швидкісної характеристики починають із мінімально стійкої частоти обертання колінчатого вала. Для досягнення цього, поступово збільшуючи навантаження на гальмо, знижують частоту обертання колінчатого вала доти, поки двигун не почне працювати нерівномірно й з перебоями.

3. Зменшуючи навантаження на гальмі, збільшують частоту обертання колінчатого вала до виявлення мінімально стійкої частоти обертання, при якій двигун працює рівномірно й без перебоїв.

4. Далі двигуну дають попрацювати на обраному швидкісному режимі не менш 1 хв для встановлення стабільного теплового стану (щоб уникнути зміни режиму під час зняття показань) і заносять до протоколу показання гальма, час витрати контрольної порції палива й частоту обертання колінчатого вала.

5. Після запису всіх вимірюваних величин двигун поступово розвантажують до встановлення нового, збільшеного швидкісного режиму двигуна. Потім роблять виміри, записуючи їх у постові бланки випробувань.

6. Розвантаження двигуна для досягнення нових швидкісних режимів і виміру при різній частоті обертання колінчатого вала роблять до виявлення максимального значення потужності  $N_e$ . Після цього додатково роблять виміри при частоті обертання колінчатого вала, що на 10% перевищує частоту обертання при відповідній максимальній потужності.

Усього при знятті швидкісної характеристики повинне бути зроблене не менш 6...8 вимірів кожної величини, тобто кожна крива швидкісної характеристики проводиться по 6...8 точках.

7. Дати попрацювати двигуну на режимі холостого ходу 3 - 5 хвилин і заглушити двигун, відключивши запалювання.

8. Упорядкувати прилади й приналежності, що використовувалися в ході лабораторної роботи.

Після закінчення процесу зняття характеристики за даними постових бланків, а також за розрахунковими даними, отриманим при використанні відповідних формул, заповнюється протокол випробувань.

Дійсні умови роботи двигуна на машині відрізняються від умов, у яких працює двигун на гальмовому стенді, внаслідок чого при знятті швидкісних характеристик часто відбувається перегрів впускного трубопроводу двигуна й знижуються його потужнісні показники. Тому при знятті характеристик допускається застосовувати обдування двигуна в поздовжньому напрямку від стороннього вентилятора.

Значення параметрів і результати наступних розрахунків заносяться до протоколу. За отриманими значенням будують часткову швидкісну характеристику бензинового двигуна: графіки залежностей ефективної потужності, крутного моменту, погодинної й питомої витрат палива від частоти обертання колінчатого вала двигуна:

$$[N_e, M_e, G_T, g_e] = f(n).$$

### 1.13 Характеристика холостого ходу бензинового двигуна

Характеристика холостого ходу, що визначає економічність роботи двигуна на цьому режимі, також входить у загальний комплекс характеристик, що оцінюють робочі показники двигуна.

Характеристику слід визначати при роботі двигуна без навантаження від максимальної частоти обертання холостого ходу до мінімально стійкої.

Мінімально стійку частоту обертання холостого ходу визначають послідовним зменшенням подачі палива до появи коливань частоти обертання, що становлять  $\pm 5\%$  середнього значення, обмірюваних на даному швидкісному режимі.

Характеристики визначають у діапазоні частот обертання від мінімально стійкої холостого ходу до рівної 60% від  $n_{ном}$  для двигунів з іскровим запалюванням.

У роботі двигуна холостий хід є досить часто використовуваним режимом. Прикладами

роботи двигуна на холостому ходу є:

- а) робота двигуна з малою частотою обертання колінчатого вала без навантаження при всіх вимушених короткочасних зупинках машини;
- б) робота двигуна при русі автомобіля по інерції або при русі під ухил, коли для зниження експлуатаційної витрати палива доцільно відокремлювати двигун від силової передачі;
- в) робота двигуна під час прогріву після пуску;
- г) підвищена частота обертання колінчатого вала двигуна, що передує початку руху автомобіля перед включенням зчеплення.

Час роботи двигуна на холостому ходу в умовах експлуатації може перевищувати 25...40% усього часу роботи. При роботі двигуна на холостому ходу індикаторна потужність  $N_i$ , що розвивається в циліндрах двигуна, повністю витрачається на подолання потужності внутрішніх втрат  $N_m$ , тобто  $N_i = N_m$ .

Характеристика холостого ходу бензинового двигуна являє собою залежність погодинної витрати палива  $G_T$  від частоти обертання колінчатого вала двигуна при  $N_e = 0$  (рис. 1.8).

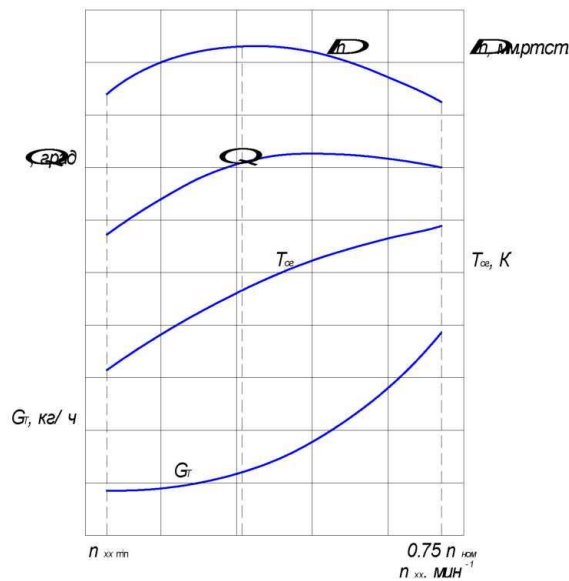


Рисунок 1.8 Характеристика холостого ходу бензинового двигуна

На цій характеристиці також при необхідності наносяться криві зміни розрідження в впускному трубопроводі, кута випередження запалювання й температури відпрацьованих газів. При плавному протіканні цієї характеристики забезпечується гарний перехід двигуна на навантажувальні режими, а при наявності різких вигинів на ній спостерігається погана прийомистість двигуна внаслідок неправильного добору відповідних дозуючих пристроїв у системі живлення, порушення їх правильної роботи або збої в режимах роботи електронних систем.

У якості одного з оціночних параметрів роботи двигуна по цій характеристиці можна використовувати умовну питому витрату палива на холостому ходу, який являє собою величину погодинної витрати палива, кг/(год л), при мінімальній частоті обертання колінчатого вала двигуна  $G_{Tmin}$ , віднесена до 1 л робочого обсягу  $V_h$  циліндрів двигуна:

$$g_{X_{Хуст}} = \frac{G_{Tmin}}{V_h}$$

Цей параметр дозволяє оцінювати ступінь досконалості різних двигунів по оптимальній величині внутрішніх втрат.

На параметри характеристики холостого ходу великий вплив виявляє величина роботи тертя. Це впливає з основного визначення режиму холостого ходу, що характеризується витратою індикаторної роботи тільки на покриття внутрішніх втрат. Тому, якщо витрата палива на холостому ходу становить досить велику величину і її не можна зменшити за рахунок відповідних регулювань, то причину цього слід шукати, насамперед, у підвищеній роботі тертя. За отриманими

значенням випробувань необхідно розрахувати годинну витрату палива й побудувати характеристику холостого ходу: графічну залежність годинної витрати палива від частоти обертання колінчатого вала:

$$G_m = f(\pi).$$

### Контрольні запитання

1. Назвіть характеристики двигунів?
2. Що таке навантажувальна характеристика?
3. Що таке швидкісна характеристика?
4. Що таке часткова характеристика?
5. Що таке регуляторна характеристика?
6. Яка будова стенду для випробовування автомобільних двигунів?

### Практичне заняття №2

### Лабораторні випробовування зчеплень

*Мета роботи* – вивчити методики випробування основних елементів автомобільних зчеплень та конструкцію стендів.

#### 2.1. Вимоги, що висуваються при проектуванні зчеплень

Одним з основних показників зчеплення є його здатність до передачі крутного моменту. Для її оцінки використовується поняття *величини коефіцієнта запасу зчеплення*  $\beta$ , що визначається за формулою:

$$\beta = M_{\text{СЦ}} / M_{\text{max}}$$

де  $M_{\text{СЦ}}$  – максимальний крутний момент, який може передати зчеплення,

$M_{\text{max}}$  – максимальний крутний момент двигуна.

Крім загальних вимог, що стосуються кожного вузла автомобіля, до зчеплення висувається ряд специфічних вимог, серед яких:

1. *Плавність включення.* В експлуатації вона забезпечується кваліфікованим керуванням, але деякі елементи конструкції призначені для підвищення плавності включення зчеплення навіть при низькій кваліфікації водія.

2. *Чистота вимикання.* Абсолютне вимикання, при якому крутний момент на вихідному валу зчеплення дорівнює нулю досягти складно, але якщо момент, переданий виключеним зчепленням, досить малий і не заважає включати передачі, то можливо вважати, що таке зчеплення виключене практично чисто.

3. *Надійна передача крутного моменту при будь-яких умовах експлуатації.* Занадто низьке значення коефіцієнта запасу приводить до збільшення часу буксування зчеплення при русанні автомобіля (особливо у важких експлуатаційних умовах), підвищеного його нагрівання й зношування. Занадто велика величина коефіцієнта запасу супроводжується збільшенням розмірів і маси зчеплення, підвищенням зусилля, необхідного для керування ним, і погіршенням запобігання трансмісії й двигуна від перевантажень. Звичайно значення коефіцієнта запасу зчеплення становлять 1,4 – 1,7 для легкових і 1,5 – 2,0 для вантажних автомобілів, збільшуючись до 2,3 на важких тягачах.

4. *Мінімальна величина моменту інерції ведених частин.* Порушення цієї вимоги не позначиться на виконанні зчепленням своїх функцій, однак буде приводити до подовження процесу перемикання передач і зниженню терміну служби синхронізаторів коробки передач.

5. *Зручність керування.* Це загальна для всіх органів керування вимога конкретизується у вигляді вимог до ходу педалі й необхідного для її натискання зусилля. Діючі обмеження в цей час становлять 150 Н зусилля для автомобілів, що мають підсилювачі привода зчеплення, і 250 Н для автомобілів без підсилювачів. Хід педалі звичайно не більш 160 мм.

## 2.2 Матеріали фрикційних накладок

На сьогоднішній день органічна фрикційна композиція - найпоширеніший матеріал фрикційної накладки зчеплення. Вона використовується в 95% автомобілів. Органічні накладки дешеві й невибагливі, тому й використовуються в серійних автомобілях, тому що підходять для звичайної експлуатації при малих і середніх навантаженнях. Такий тип накладок забезпечує м'яке включення зчеплення й плавний початок руху, при цьому має низьку надійність і зносостійкість при твердій, динамічній експлуатації. Ресурс заводського зчеплення рівний приблизно 60-160 тис. км.

Зчеплення, яке постійно пробуксовує, сильно нагрівається, а оскільки теплостійкість кращих органічних накладок не перевищує 2500°C, а в більшості випадків - 2000°C, накладки перегріваються - отже, спікаються, втрачаючи свій коефіцієнт тертя, і, що ще гірше, розтріскуються й висипають.



Рисунок 2.1 Ведений диск з органічними накладками

Схожий результат менш імовірний з механізмом, відомий диск якого оснащений накладками, виконаними з матеріалу *Fibertuff*. До його складу входять керамічний наповнювач, вуглецеве волокно й кевлар. Це матеріал розроблявся як альтернатива органічним основам. По фрикційних якостях ці накладки дуже схоже на органічні, але мають підвищену чіткість включення зчеплення. Зносостійкість накладок *Fibertuff* в 2-4 рази вища органічних. Теплостійкість до 4000°C.



Рисунок 2.2 Ведений диск з накладками *Fibertuff*

Також, виготовляють фрикційні накладки з *кевларового волокна* - полімерного матеріалу, який прийшов в автомобілебудування з авіакосмічної промисловості. Кевлар застосовується також для виготовлення бронежилетів і кузовів суперкарів, наприклад Ferrari Enzo. Кевларові зчеплення які мають зносостійкість, яка в 5-10 разів перевищує стійкість до стирання органічних накладок. Накладки виходять довговічними. Вони мають підвищену жароміцність і не зношують робочі поверхні маховиків і притискних дисків. Але при встановленні вимагають грамотного монтажу, а потім делікатного обкатування протягом тривалого пробігу (порядку 10 тис.км). Теплостійкість

кевларових накладок досягає 3700°C. Диск зчеплення з такими накладками гарний при тривалій твердій експлуатації машини.

Екстремальні умови експлуатації зчеплення обумовили поява в автомобілях *металокерамічних дисків (купер-зчеплення)*. Металокераміка буває різна: алюмінієва, чавунна для більшості вироблених зчеплень застосовують металокерамічні накладки, виготовлені на мідній основі. Ведені диски зчеплення із цими накладками мають високий коефіцієнт тертя й витримують досить високі температурні режими (до 6000°C). Вони дуже популярні в автоспорті і тюнінгу, оскільки при рівних розмірах диска переданий крутний момент може зрости вдвічі. Недолік таких накладок - їх "агресивність" до сполучених деталей. Вони відносно швидко зношують поверхні тертя маховика й притискного диска кошика. Тому рекомендовані для експлуатації на спортивних і гоночних автомобілях.



Рисунок 2.3 Ведений диск з керамічними накладками

Безкомпромiсним варіантом накладок є зчеплення на базі вуглецевих композитів *Faber-Carbon*. Головна особливість їх у тому, що притискний й ведений диски, а також сполучена поверхня маховика теж виконані з вуглецю. Така конструкція забезпечує необхідний коефіцієнт тертя (оскільки коефіцієнт тертя вуглецю по чавуну дуже низький) і максимальну зносостійкість. Цей механізм має високу температурну межу (25000°C). Довговічність раз у п'ять вище "органіки". Єдиний недолік вуглецевих зчеплень - їх висока вартість.

### 2.3 Випробування зчеплення

При стендових випробуваннях досліджують як все зчеплення, так і окремі його деталі: вимірюють момент тертя зчеплення, коефіцієнт надійності при підвищених частотах обертання, збалансованість зчеплення, термостійкість фрикційних накладок, а також визначають характеристики демпфера крутильних коливань, механізму виключення зчеплення, натискних пружин і фрикційних матеріалів. Крім того, в тих випадках, коли зчеплення працює при напруженому тепловому режимі, проводять дослідження вентиляції картера зчеплення.

Основні характеристики при випробуваннях зчеплення наступні:

- а) коефіцієнт запасу зчеплення;
- б) характеристика нажимного механізму зчеплення;
- в) характеристика демпфера веденого диска зчеплення.

Усі ці характеристики можливо визначати на будь-якому стенді, оснащеному механізмами для навантаження крутним моментом і осьовим зусиллям, а також вимірювальними пристроями крутного моменту й кута закручування, осьового зусилля й переміщення.

*Визначення коефіцієнта запасу зчеплення.* Коефіцієнт запасу зчеплення визначають шляхом вимірювання крутного моменту, при якому починається проковзування веденого диска відносно ведучих частин зчеплення, закріплених нерухомо. Перед зняттям цієї характеристики поверхня фрикційних накладок веденого диска піддається припрацюванню до робочих поверхонь маховика й натискного диска на режимах, зазначених нижче. Крутний момент вимірюють при повному включенні зчеплення й обертанні веденого диска у двох напрямках із частотою обертання 1...3 об/хв.

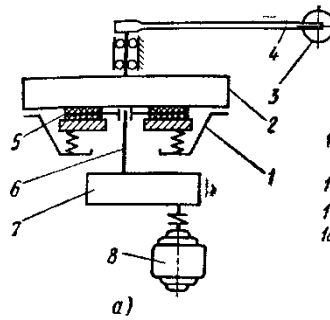


Рисунок 2.4 Схема стенду для визначення коефіцієнту запасу зчеплення  
 1 – зчеплення; 2 – маховик; 3 – динамометр; 4 – важіль; 5 – ведений диск; 6 – вал;  
 7 – редуктор; 8 – електродвигун.

Після припрацювання поверхня прилягання веденого диска зчеплення повинна складати не менше 80%. Контролюють фрикційні властивості матеріалу накладок веденого диска двома способами: визначенням моменту тертя зчеплення в зборі і коефіцієнта тертя матеріалу накладки. Момент тертя в зчепленні знаходять при випробуваннях на стенді, принципова схема якого приведена на рис. 3.1 а. Зчеплення 1 закріплюють на маховику 2, який утримується від провертання важелем 4, що спирається на динамометр 3. Ведений диск зчеплення 5 валом 6 сполучений з редуктором 7 і електродвигуном 8, який провертає ведений диск відносно маховика 2. При випробуваннях виміряють момент тертя (динамометром 3), кутову швидкість обертання веденого диска і температуру фрикційних накладок.

Випробування проводять в наступній послідовності:

- 1) визначають момент тертя у неприпрацьованого зчеплення при малих відносних кутових швидкостях обертання маховика і веденого диска зчеплення (0,1-0,16 рад/с);
- 2) здійснюють припрацювання протягом 1-3 хв з перервами на охолодження на 30 с при різниці кутових швидкостей обертання маховика і веденого диска 94-105 рад/с;
- 3) визначають момент тертя зчеплення при різній швидкості ковзання;
- 4) встановлюють залежність моменту тертя зчеплення від швидкості ковзання і температурного стану зчеплення.

*Визначення характеристик фрикційних накладок.* Коефіцієнт тертя матеріалу накладок зчеплення визначають при випробуваннях на стенді (рис. 2.5). При цьому виміряють момент тертя і осьове зусилля, що притискує до шліфованої поверхні торця маховика зразки фрикційних накладок встановленого розміру або фрикційну накладку. Для цього використовують різні стенди, наприклад стенд з маятником, що забезпечує високу точність вимірювання коефіцієнта тертя при відносній простоті конструкції.

Принципова схема такого стенду показана на рис. 2.5. В опорі 9 на шарикопідшипниках вільно обертається вал 11 з рукояткою 10. Кільце 17, жорстко прикріплене до маятника 18, притискається до жорстко пов'язаному з валом 11 маховика 12 гайкою 15 через пружинний динамометр 14 і упорний кульковий підшипник 16. Між кільцем 17 і маховиком 12 встановлюють або випробовувані зразки фрикційних накладок 13, або фрикційне кільце веденого диска. Повернувши заздалегідь рукоятку 10 на два оберти для припрацювання поверхні зразка, поступово повертають її із швидкістю 2 °/с до початку руху маятника.

Кут відхилення маятника у цей момент виміряють по градуйованій шкалі 19. Коефіцієнт тертя визначають за формулою

$$\mu_{mp} = \frac{q_M L_M}{Q \cdot r_{об}} \sin \alpha_M,$$

де  $q_M$  - вага маятника;

$L_M$  - довжина маятника;

$Q$  - зусилля пружини 14;

$r_{об}$  - середній радіус зразка;  
 $\alpha_m$  - кут повороту маятника.

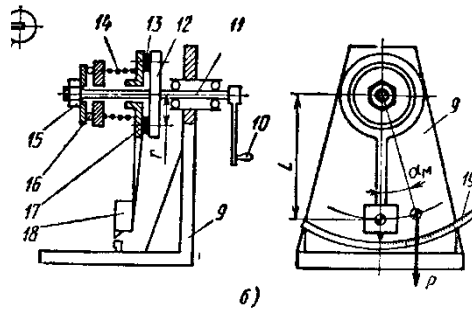


Рисунок 2.5 - Схеми стендів для визначення фрикційних властивостей матеріалу зчеплення: а - за моментом тертя в зчепленні; б-за коефіцієнтом тертя

Цей стенд звичайно виконують переносним (з довжиною важеля маятника приблизно 200 мм), що дозволяє, поміщаючи його в термостат, виміряти коефіцієнт тертя нагрітих до 200° С зразків фрикційних накладок.

Зносостійкість  $\mu$  фрикційних накладок визначають питомим зносом або темпом зносу, який являє собою відношення товщини  $h$  зносу накладки до числа включень стенду  $m$ , або більш загальним показником, який представляє собою відношення об'єму зношеного матеріалу (визначається як добуток робочої поверхні кільця  $S$  (см<sup>2</sup>) на товщину зношеної частини накладки в процесі випробувань) до енергії  $E$ , яка поглинута досліджуваним об'єктом (Н·м):

$$\mu = 10^3 \frac{Sh}{Em}.$$

У разі потреби визначають спеціальні характеристики фрикційних накладок - термостійкість, здатність намокати у воді і маслі, зносостійкість і т.д. Для визначення термостійкості фрикційних накладок зразок накладки з поверхнею 60-70 см<sup>2</sup> поміщують на три години в сушильну шафу з постійною температурою, підтримувану в межах 275-280° С. При цьому матеріал накладки не повинен розм'якшуватися або обвуглюватися. Після охолодження визначають твердість накладок і коефіцієнт тертя, які повинні відповідати величинам, приведеним в технічних умовах.

Визначення характеристики натискного механізму. При визначенні характеристики натискного механізму зчеплення встановлюють залежність зусилля, діючого на важелі від їх переміщення. Зусилля, що створюється механічним або гідравлічним пристроєм, можна виміряти динамометром. Переміщення важелів визначають по індикатору. Приблизна характеристика натискного пристрою приведена на рис. 2.5. По осі абсцис відкладена величина ходу вижимних важелів  $S_D$ , по осі ординат - сила виключення зчеплення  $P_C$ . Цифрами 1 і 2 позначені відповідно ходу навантаження і розвантаження.

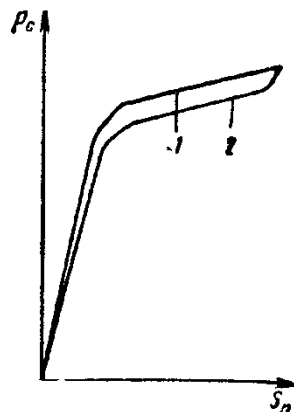


Рисунок 2.6 – Характеристика натискного пристрою веденого диску зчеплення

*Визначення характеристики демпфера.* Характеристика демпфера (гасителя) крутильних коливань може бути визначена на стенді, на якому виміряють момент на маточині веденого диска зчеплення і кут повороту маточини відносно самого диска. В залежності від навантаження розрізняють статичну і динамічну характеристику демпфера крутильних коливань. Режим динамічного навантаження (частоти і амплітуди навантаження) повинен відповідати резонансному режиму роботи трансмісії автомобіля (звичайно тривузлової форми коливань).

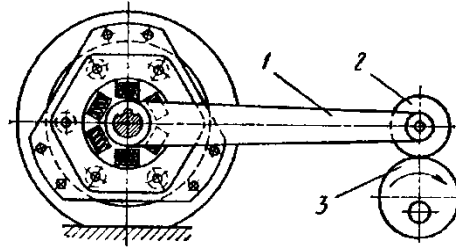


Рисунок 2.7 – Схема стенду для визначення динамічної характеристики демпфера крутильних коливань

Для визначення характеристики демпфера крутильних коливань використовують стенд, схема якого приведена на рис. 2.7. До валу веденого диска зчеплення, встановленого на нерухомому маховику, прикріплений важіль 1, який через ролик 2 на кінці ексцентриком 3 приводиться в коливальний рух із встановленою частотою.

Виміряючи момент на валу веденого диска і кут повороту важеля 1, одержують динамічну характеристику демпфера крутильних коливань. При цьому крутні моменти потрібно виміряти при режимах навантаження і розвантаження для визначення моменту тертя в демпфері.

Характеристика демпфера відомого диска являє собою залежність кута переміщення  $\alpha$  диска від крутного моменту  $M$ . При знятті цієї характеристики маточину диска зміцнюють на шліцах нерухомо закріпленого вала, а до диска прикладають крутний момент. Кут переміщення визначають за допомогою індикатору годинникового типу. Експеримент проводять при поступовому спочатку збільшенні, а потім при зменшенні крутного моменту через кожні  $1/2$  градуси повороту диска, далі будують графік, у координатах крутний момент  $M$  і кута повороту  $\alpha$  диска. Площа петлі гістерезису характеризує здатність демпфера гасити коливання (рис. 2.8).

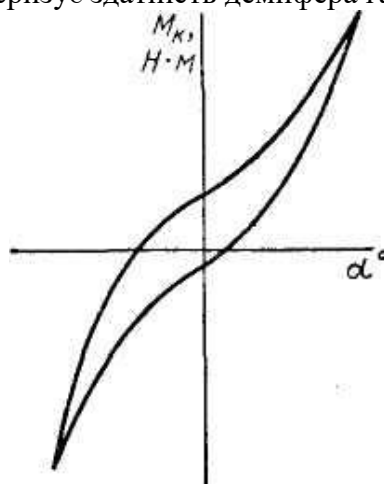


Рисунок 2.8 – Характеристика демпфера крутильних коливань

Важливою характеристикою зчеплення є його динамічна збалансованість в зборі з маховиком і колінчастим валом. Окремі деталі зчеплення балансують звичайно статично.

При визначенні довговічності зчеплення встановлюють зносостійкість фрикційних накладок і довговічності натискних пружин, деталей механізму виключення зчеплення, демпфера крутильних коливань і веденого диска зчеплення і картера зчеплення.

*Визначення довговічності зчеплення.* Довговічність зчеплення і окремих його деталей експериментально визначають на стендах, під час випробувань, що проводяться в дорожніх умовах, а також по аналізу експлуатаційних даних. Форсовані дорожні випробування на довговічність фрикційних накладок, деталей, які лімітують довговічність зчеплення, проводять при регламентованому режимі руху автомобіля. Кожен цикл випробування складається з декількох зрушень автомобіля з місця при підвищених частотах обертання двигуна на крутому підйомі (наприклад, рівному  $2/3$  максимального, що долається автомобілем на даній передачі) і пробігу по певному маршруту з метою охолодження зчеплення. Для будь-якого конкретного автомобіля встановлюють число зрушень з місця при заданих умовах і частот обертання двигуна, крутизну підйому і величини пробігів.

Після випробувань оцінюють величину зносу накладок і технічний стан зчеплення. Внаслідок форсованого режиму число включень зчеплення невелике, тому не можна одночасно судити про втрату довговічності всіх деталей механізму виключення зчеплення.

В залежності від конструкції стенду програму випробувань складають або для кожного виду випробувань окремо, або для деяких видів відразу. Всі програми повинні бути побудовані на підставі експериментального вивчення роботи зчеплення в експлуатаційних умовах. Характер поломки і зносу деталей при випробуванні на стенді і в експлуатаційних умовах повинен бути ідентичний.

Програми повинні бути складені так, щоб можна було встановити відповідність довговічностей, отриманих на стенді і в умовах експлуатації. Схема стенду для випробування фрикційних накладок зчеплення на довговічність приведена на рис. 2.9, а. Принцип роботи цього стенду полягає в наступному. Електродвигун 1 розгонить маховик 5 при вимкненому зчепленні 4 до кутової швидкості; потім силовий циліндр 2 роз'єднує муфту 6 електродвигун 1 і маховик 5, одночасно вимикаючи електродвигун, а силовий циліндр 3, включаючи зчеплення 4, гальмує рух маховика 5 до кутової швидкості  $\omega_2$ . Після цього зчеплення вимикається, а силовий циліндр 2 включає муфту 6 і електродвигун 1 і цикл роботи повторюється. Програмою передбачений вибір значень кутових швидкостей ( $\omega_1$  і  $\omega_2$ , які повинні забезпечити необхідну роботу буксування зчеплення. Підбором кутових швидкостей  $\omega_1$  і  $\omega_2$  імітують роботу буксування зчеплення і при зрушенні автомобіля з місця, і при перемиканні передач. За допомогою відповідного програмуючого пристрою можна повністю відтворити роботу зчеплення в реальних умовах.

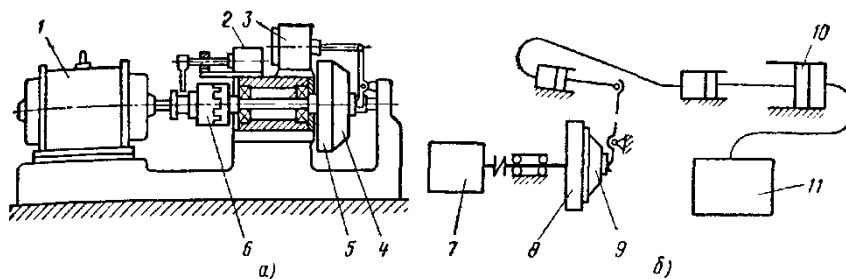


Рисунок 2.9 - Схеми стендів для випробувань на довговічність:  
а - фрикційних накладок зчеплення; б - деталей приводу зчеплення

Деталі механізму включення зчеплення на довговічність можна випробувати на стенді, схема якого приведена на рис. 2.9 б.

Зчеплення 9, що випробується, встановлене на маховику 8, приводиться в обертання електродвигуном 7, частоту обертання якого регулюють в певному діапазоні. Вимикають і включають зчеплення за допомогою пневмо- або гідроциліндра 10. Частоту обертання двигуна, число циклів виключення і включення зчеплення, час, необхідний на охолодження зчеплення, регламентують при складанні програми випробувань. Механізм виключення зчеплення повинен витримати встановлене число циклів роботи без пошкоджень, що перешкоджають нормальній

роботі зчеплення. Звичайно встановлене число циклів складає  $(5-10) 10^5$ . Стенд має блок керування 11.

Деталі зчеплення випробовують також на стендах більш простої конструкції. Натискні пружини зчеплення на втомну міцність перевіряють на універсальних пресах. Режим навантаження повинен відповідати режиму навантаження пружини при нормальному виключенні зчеплення. Для більшої безпеки роботи автомобіля перевіряти зчеплення на міцність необхідно при підвищеній частоті обертання колінчастого валу двигуна. Випробування проводять на розгінному стенді з плавно наростаючою кутовою швидкістю обертання до руйнування зчеплення або до кутової швидкості, яка витримується протягом 15 хв і удвічі перевищує максимальну кутову швидкість обертання колінчастого валу двигуна. В останньому випадку перевіряють лише відсутність яких-небудь пошкоджень зчеплення. При цих випробуваннях зчеплення особливу увагу потрібно наділяти техніці безпеки.

*Зміст звіту:* коротко викласти основні методики випробування зчеплень, навести схеми стендів, відповіді на контрольні запитання

### Контрольні запитання

1. Які характеристики визначають при випробуваннях зчеплень?
2. Якими способами контролюють фрикційні властивості матеріалу накладок зчеплень?
3. Що являє собою характеристика демпфера крутильних коливань?
4. Як визначається характеристика натискних пружин зчеплення?

## Практичне заняття №3 Стенові випробування гальм

Мета роботи - Вивчити методики випробування елементів гальмівних систем, а також методи випробувань гальмівних систем автомобілів; ознайомитися з існуючими стендами для випробування гальмівних систем.

### 3.1 Матеріали гальмівних колодок та барабанів (дисків)

*Сталь, чавун, (алюмінієвий сплав із чавунною вставкою)* – характеризуються високою міцністю й високим коефіцієнтом тертя, стабільністю характеристик при нагріванні, високою теплопровідністю, великою теплоємністю, стійкістю до теплового удару внаслідок швидкого й сильного нагрівання, а також здатністю до адгезії. Падіння коефіцієнта тертя в міру нагрівання й схильність до жолоблення обмежують температуру таких гальм на рівні  $500^{\circ}\text{C}$ .

*Керамічні* диски здатні витримати нагрівання до  $1000^{\circ}\text{C}$ , майже не знижуючи при цьому коефіцієнт тертя. Вони у два рази легше сталевих, не схильні до деформації при різкій зміні температур і мають ресурс, що обчислюється сотнями тисяч кілометрів. З недоліків - висока вартість.

*Карбонові* диски - їх головні переваги над керамічними – приблизно в п'ять разів менша вага, зростання коефіцієнта тертя в міру нагрівання й дещо більша гранична температура – близько  $1200^{\circ}\text{C}$ . Однак діапазон робочих температур у них уже – від  $300$  до  $650$  градусів. Якщо нагрівання недостатнє, то коефіцієнт тертя малий, і гальмування неефективне, якщо ж температура підвищена, то карбон швидко окислюється й зношується.

### 3.2 Типи накладок гальмових колодок

*Органічні.* Одна з найпоширеніших колодок. Колодка містить органічний наповнювач. Звичайно, це графіт. Така колодка — чорного кольору. У якості матриці використовується фенол

— альдегідний полімер (прийшов на зміну азбесту), у якості підсилювача структури — металеві або синтетичні фібри (кевлар, бронза). По більшій мері, колодка успадковує свої якості від графіту — лінійний коефіцієнт тертя й температурний діапазон до 400°C. Для колодок подібного типу коефіцієнт тертя варіюється від 0.30 до 0.50. Колодки не прогресивні й мають лінійну віддачу. Дуже м'які. Додаткову зносостійкість надають підсилювачі тертя — бронзова стружка й фібри кевлара. Недоліки — відносно низький коефіцієнт тертя, низька зносостійкість і низька робоча температура.

*Напівметалеві.* Характерною рисою напівметалевих колодок є здатність зберігати коефіцієнт тертя під впливом високих температур. Недоліком є низький (у порівнянні з органікою) початковий коефіцієнт тертя, а так само необхідність прогріву. Необхідністю прогріву пояснюється й висока прогресивність колодки, при використанні в місті пов'язана з витратою часу на прогрів до робочої температури й, потім, різким підхопленням (у більшій мері характерно для спортивних колодок).

*Спечені гальмові колодки (металокерамічні)* - Компроміс між широким діапазоном робочої температури й стійким коефіцієнтом тертя.

### 3.3 Структурний склад накладок гальмівних колодок

До складу накладки гальмової колодки входить: абразив, модифікатор тертя, регулятор тертя, підсилювачі, наповнювач, зв'язуючий елемент.

*Абразив.* Абразиви очищають тертьові поверхні, допомагаючи формувати фрикційну плівку на границі тертьових поверхонь гальмового диска й колодки. Друга функція абразиву — збільшення коефіцієнта тертя, особливо в момент початку гальмування. Сильне початкове прихоплювання колодки говорить про високу пористість і твердість структури, властивості, притаманні абразивам. Виробники вимушено шукають компроміс при виборі абразивів. Якщо абразиву занадто багато — швидше стирається диск, якщо занадто мало, то диск полірується. Коефіцієнт тертя на відполірованому диску нижчий, ніж на пористому. Відполірований диск - вірна ознака погано працюючої колодки.

Приклад абразивів: Окис алюмінію, оксиди заліза, здрібнений у порошок кварц, силікат цирконію.

*Модифікатор тертя.* Ці матеріали несуть дві функції: керують фрикційною плівкою між елементами, що труться, колодкою й диском, регулюють коефіцієнт тертя колодки.

Графіт - найбільше широко використовуваний елемент. Коефіцієнт тертя залежить від структури. Не працює при температурах вище 600°C, згоряє при температурах > 700°C.

Мідь - Використовується в порошкоподібному виді. Звичайно використовується в металокерамічних колодках. Сульфід металів – Коефіцієнт тертя: Sb (0.47 — 0.49), Pbs (0.40 — 0,47), Cu 2S.36-0.52).

(Приклад: графіт, мідь, оксиди металів, сульфід металів, нафтовий кокс).

*Регулятор тертя / Підсилювачі.* Надають більшої зносостійкості накладці. Як правило, це фібри металів їх сплавів або синтетичні фібри, наприклад кевлар. Додаткова роль — регулятор тертя.

синтетичні фібри - Кевлар, Дупонт Кевлар або Twaron

фібри металів - сталь, мідь, бронза.

Органіка - Бавовна, Бавовна, кремнезем.

(Приклад: синтетичні фібри, фібри оксидів металів, фібри металів, органіка).

*Наповнювач.* Наповнювач - формує структуру. Служить для заповнення простору колодки між регуляторами тертя, підсилювачами й абразивами. Додаткова роль — регулятор тертя.

Азбест - найбільше широко розповсюджений наповнювач ( до 1997г). Тепер заборонений до використання, через шкідливість для здоров'я. Титанат калію - Підсилювальні фібри, кевлар.

(Приклад: азбест, барити, титанат калію, волластонит, вермикуліт, базальтовий фибер, роквул, керамічний фибер).

*В'язуючий елемент.* Це свого роду клей, що зв'язує компоненти воедино. Додаткова роль — регулятор тертя. Фенолоальдегідний полімер (органіка) - найчастіше використовувана матриця в

органічних підложках. Надлишок елемента приводить до зниження коефіцієнта на високих температурах (зів'яненню).

Сплави металів (Cu, Fe, Ni) - використовується в металевих колодках і в металокерамічних. Різні модифікації фенолоальдегідних полімерів - добавки крезолу, епоксиду, бору, і т.п.

### 3.4 Устаткування для випробування гальмових колодок

Установче пристосування стенда, це стандартний передній дисковий гальмовий механізм — диск, супорт і дві колодки рис. 3.1.

Гальмовий диск установлений на спеціальному маховику, маса й розміри якого підібрані таким чином, щоб при його затримці імітувати навантаження на гальма.



Рисунок 3.1 – Стенд для випробування колодок.

По команді автоматики в гідроприводі стенда створюється тиск в 50 бар (як при інтенсивному гальмуванні <у підлогу>), колодки притискаються до диска, маховик починає сповільнюватися. Знаючи затримку й гальмовий момент на супорті, визначається коефіцієнт тертя пари <диск-колодка> — основний параметр стендової оцінки ефективності гальм.

### 3.5. Методика випробувань гальмових колодок

Випробування гальмових колодок проводяться відповідно до міжнародних Правил ЕЖ ООН № 13 (ГОСТ Р41.13-99) «Єдині приписання, що стосуються офіційного твердження механічних транспортних засобів категорій М, N і O відносно гальмування» (згідно із цим документом, гальмові випробування на інерційному стенді рівнозначні випробуванням на автомобілі на полігоні) або за Правилами ЕЖ ООН № 90 (ГОСТ Р 41.90-99).

Фрикційні властивості накладок гальмових колодок оцінюються за наступною методикою.

Температура визначається за допомогою термопари типу «хромель/алюмель», установленної в гальмову накладку. При випробуванні застосовуються оригінальні гальмові диски.

Перед випробуваннями колодки повинні пройти процедуру припрацювання, яка закінчується по досягненню 90% прилягання робочої поверхні, після чого фахівці визначають товщину гальмової колодки за допомогою мікрометра в чотирьох точках, рівновіддалених по контуру накладки. У місцях вимірювання в каркасі висвердлюються конусоподібні лунки для одержання більш точних результатів.

Точно таку ж процедуру проходить і гальмовий диск, а точки вимірювання товщини розташовуються на радіусі тертя диска.

Після вимірювання товщини колодок і дисків зразки відправляються на натурний стенд для проведення випробувань.

*Випробування №1.* Цим випробуванням імітуються різні режими одиничних гальмувань (від слабкого до екстреного) зі швидкості 100 км/год до повної зупинки автомобіля. Початкова швидкість 100 км/год, температура колодки на початку гальмування 100 °С. Тиск у гальмовому циліндрі змінюється від 2 до 8 МПа з інтервалом 2 МПа.

Це базовий тест, який допомагає визначити коефіцієнт пари тертя <колодка-диск> при нерозігрітих гальмах. Чим більший коефіцієнт тертя, тем вище фрикційні властивості колодки. Для передніх колодок технічними умовами застережена нижня межа коефіцієнта тертя — 0,33.

*Випробування №2.* Цим випробуванням імітуються різні режими одиничних гальмувань при різних початкових швидкостях гальмування. Тиск у гальмовому циліндрі 5 МПа, що відповідає інтенсивному гальмуванню, температура колодки на початку гальмування 100 °С. Початкова швидкість змінюється від 40 до 140 км/год із кроком 20 км/ч. Коефіцієнт тертя повинен бути не менш 0,3.

*Випробування №3.* Ціль даного випробування — оцінка ефективності гальмування при різних значеннях температури колодки. Початкова швидкість гальмування 100 км/год, тиск у гальмовому циліндрі 5 МПа. Заміряється затримка при різних значеннях температури колодки (від 50 до 500 градусів із кроком 50 °С).

*Випробування №4 Ефективність повторних гальмувань (FADE )*

На даному етапі імітується рух автомобіля по гірському серпантину. Випробування складається із двох однакових циклів, між якими колодки остигають до початкової температури. Гальмове зусилля підтримується рівним 5 МПа, початкова швидкість гальмування 100 км/год, кінцева швидкість 50 км/год, гальмування проводяться з інтервалом 45 секунд, вимірюються затримка й температура колодки наприкінці кожного циклу, усього в кожному циклі налічується по 25 гальмувань.

*Випробування №5. Відновлення (проводиться після кожного з випробувань № 5;6;7).*

У всіх попередніх випробуваннях після випробування «Гірський серпантин» колодки повторно проходили перше випробування для перевірки збереження робочих характеристик. Це перевірка того, наскільки <підігріті> колодки зберігають свої робочі властивості після охолодження.

*Випробування №6. Визначення міцності з'єднання фрикційної накладки з основою колодки*

У даному випробуванні визначалося те зусилля, при якому відбувався відрив фрикційного матеріалу від каркаса колодок, за ДСТ Р 41.13- 99 (Правила ЕЭК ООН №13) ця величина повинна становити не менше 2,5 МПа.

### **3.6 Випробування гальмівних механізмів**

Для випробувань окремого гальмівного механізму використовують спеціальні стенди. Стенд інерційного типу (рис. 3.2) дозволяє імітувати дорожні умови за рахунок еквівалентності роботи тертя в гальмівному механізмі. На стендах, аналогічних тим, що використовуються при випробуванні трансмісії з прямим потоком потужності, можна регулювати і підтримувати постійні значення швидкості ковзання, температури і кутової швидкості. Їх використовують для зняття

характеристик гальмівних механізмів. Для нормальної роботи гальм важливе значення має стан гальмівного приводу. Перед початком випробувань для визначення гальмівних властивостей автомобіля знімають характеристику приводу у вигляді залежності тиску в приводі від зусилля на педалі. З цією метою первинний перетворювач тиску встановлюють в магістраль приводу так, щоб він реєстрував роботу підсилювача, регулятора і інших вузлів гальмівної системи. Зусилля на педалі виміряють первинним перетворювачем електричного типу або пресометром.

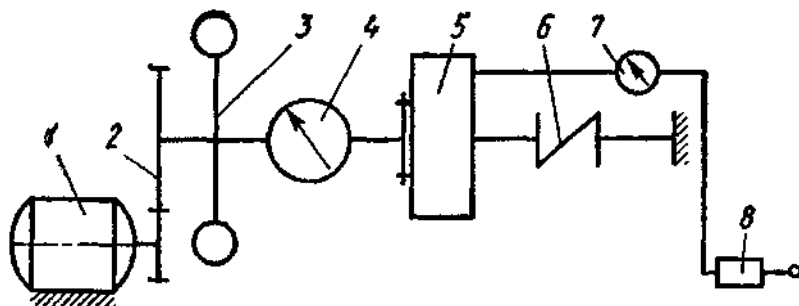


Рисунок 3.2 - Схема інерційного стенду для випробувань гальмівного механізму:

1 - електродвигун; 2 - передача; 3 - маховик; 4 - пристрій для вимірювання моменту; 5 - гальмівний механізм; 6 - пружна муфта; 7 - манометр приводу гальм; 8 - головний циліндр

Характеристику знімають при ступеневому або безперервному навантаженні. В першому випадку зусилля від нульового значення до величини на один ступінь вище за допустиме зусилля для даного типу автомобіля витримують не менше 3с на кожній ступені (крок складає 100 Н). У другому випадку навантаження змінюють достатньо повільно, так щоб весь діапазон навантажень займав не менше 10 с. В цьому випадку застосовують записуючу апаратуру.

### 3.7 Обладнання для випробування гальмівних систем

В процесі експлуатації, а також при проведенні будь-яких дорожніх випробувань періодично виникає необхідність в швидкій оцінці дії гальм автомобіля. Для цього широко застосовують гальмівні стенди, на яких, крім того, виміряють гальмівні сили, які діють на кожне колесо, що дає можливість визначити нерівномірність зусиль, що доводяться на ліві і праві колеса (допускається нерівномірність 10-15%), і розподіл гальмівних сил по осях. По сумі гальмівних сил  $\sum P_T$ , створюваних дією гальмівної системи стоянки, можна знайти ефективність роботи цієї системи за умови, що  $\sum P_T \geq 0,24G_a$ . В залежності від принципу роботи гальмівні стенди можуть бути з *рухомими* майданчиками, а також *роликові* або *барабанні*. Рухомі майданчики, встановлені на підшипниках, переміщуються в подовжній площині. Подовжні зусилля виміряють за допомогою динамометричних пристроїв. При проведенні випробувань автомобіль розганяють до швидкості 3-5 м/с (великі швидкості руху недопустимі) і загальмовують у момент наїзду на майданчики стенду.

Перед цими стендами для розгону автомобіля необхідна певна ділянка, що обмежує їх застосування.

Роликові стенди на сьогодні найбільш поширені. На стенді першого типу (рис. 3.3) ролики 2, що приводяться в дію електродвигунами 3, обертають колеса 1 автомобіля. При натисненні на педаль гальма колеса перешкоджають обертанню роликів, створюючи реактивний момент, який виміряють за допомогою динамометрів 4. Для отримання більш точних результатів поверхню роликів роблять рифленою, щоб забезпечити коефіцієнт зчеплення з шиною не менше 0,65-0,70.

Для вимірювання зусиль на педалі гальма встановлюють легкоз'ємний гідравлічний пристрій (пресометр), який можна використовувати при проведенні випробувань на будь-яких стендах і в дорожніх умовах.

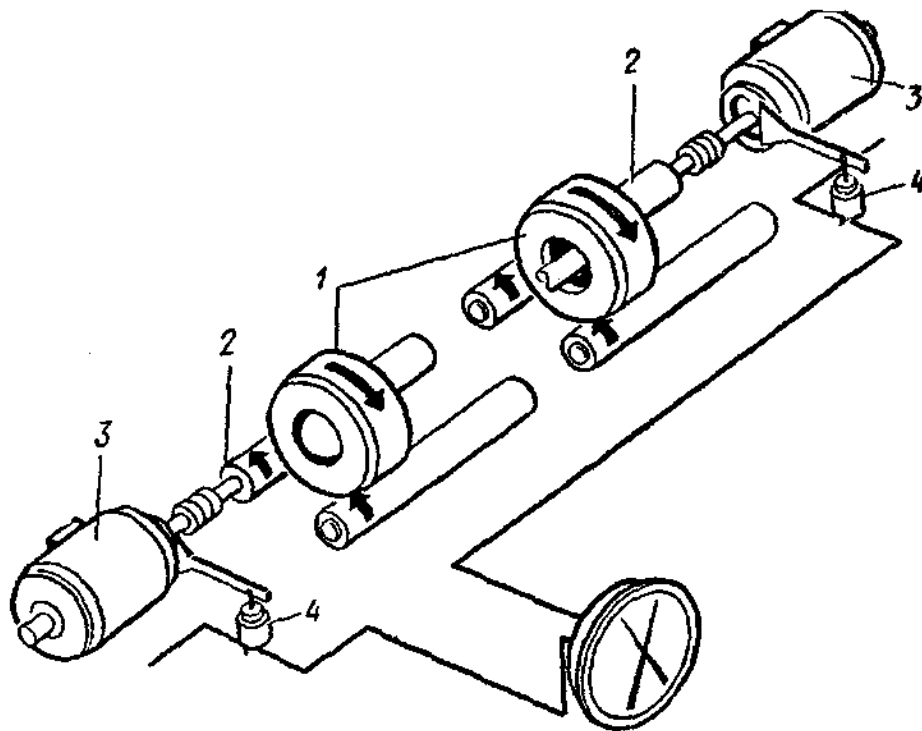


Рисунок 3.3 - Схема роликового стенду для випробувань гальм

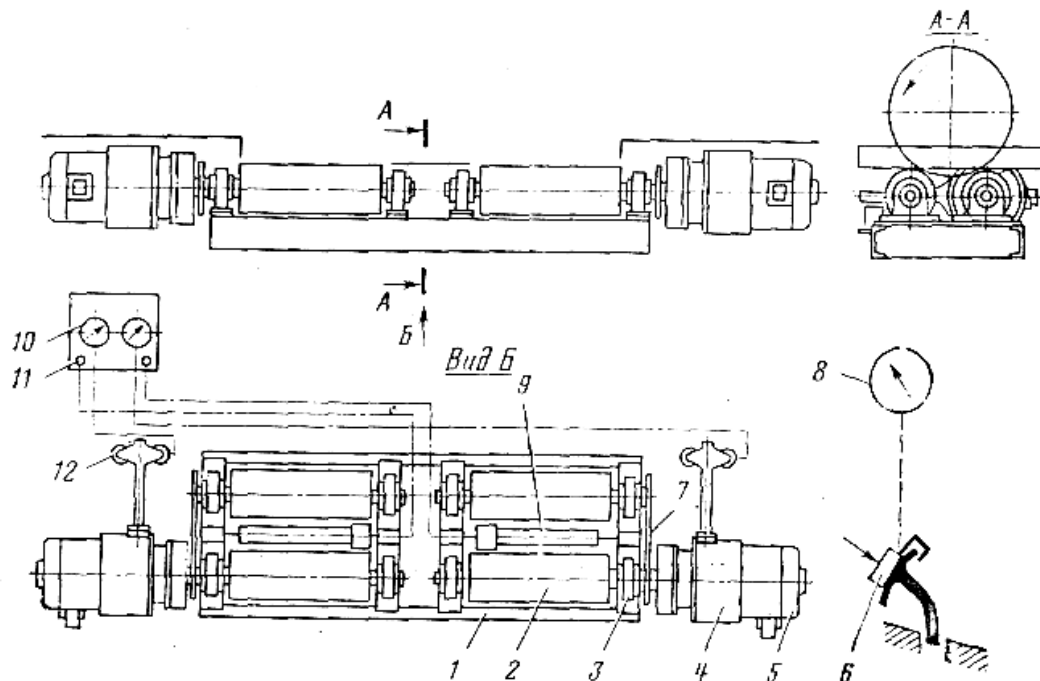


Рисунок 3.4 – Роликовий стенд для випробування гальм.

1 - рама; 2 - ролики; 3 - підшипники; 4 - редуктор; 5 - електродвигун; 6 - датчик тиску на педаль гальма автомобіля; 7 - ланцюгова передача; 8 - вимірник тиску на педаль; 9 - допоміжний антиблокувальний ролик; 10 - вимірники гальмових сил; 11 - світлові оповіщувачі блокування коліс; 12 - датчик гальмової сили.

### 3.8 Випробування пневматичних приводів гальм

Для випробування окремих вузлів пневматичної гальмівної системи використовують діагностичні стенди рис. 3.5. Цей стенд включає електродвигун 1 для приводу компресора стенду 2

і випробовуваного компресора 3, системи мастила і охолодження компресорів, два ресивери 7 і 8, чотири повітродозподільні крани 9-12, манометри і інше допоміжне устаткування. При визначенні продуктивності компресора визначають час, необхідний для створення тиску 0,9 МПа в ресиверах стану.

Герметичність нагнітальних клапанів перевіряють тиском повітря, що поступає від ресиверів стану, протягом 40с. В деяких випадках герметичність нагнітальної порожнини компресора випробовують тиском 1,5 МПа, а порожнини водяної сорочки - тиском 0,4МПа.

Роботу розвантажувального пристрою перевіряють при подачі стислого повітря від ресиверів стану, одночасно вимірюють тиск, при якому відбувається відкриття і закриття розвантажувальних клапанів.

Регулятор тиску випробовується поступовим підвищенням тиску за рахунок роботи компресора стану до моменту включення розвантажувального пристрою.

Герметичність гальмівного крана перевіряють при тиску 0,67-0,73 МПа, при цьому записують характеристику, визначають тиск в магістралі тягача і причепа, зусилля на штоку, хід штока і час випередження роботи причепа.

Випробування гальмівних камер полягають в перевірці їх герметичності і отриманні залежності зусилля на штоку від його ходу.

Герметичність ресиверів автомобіля перевіряють тільки водою тиском 1,2-1,4 МПа.

Запобіжний клапан випробовують аналогічно регулятору тиску, при підключенні до ресиверів стану в яких тиск підвищується до моменту включення клапана поступово.

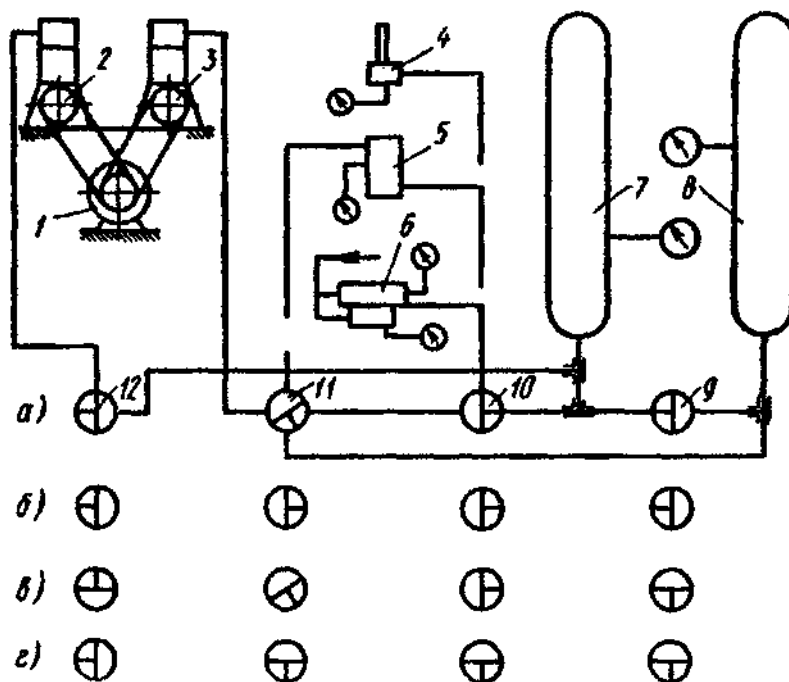


Рисунок 3.5 - Схема стану для випробувань вузлів пневматичного приводу гальм і різні положення кранів при випробуванні:

а - гальмівного крана; б - крана причепа; в - регулятора тиску; г - компресора;

1 - електродвигун; 2 - компресор стану; 3 - випробовуваний компресор; 4 - регулятор тиску; 5 - повітродозподільний кран причепа; 6 - гальмівний кран автомобіля; 7, 8 - ресивери стану; 9-12 - повітродозподільні крани стану

Для випробування вузлів гідравлічної гальмівної системи використовують стану, які мають пневматичний пристрій для створення зусилля, діючого на шток головного циліндра або циліндра підсилювача гальм. Герметичність циліндрів перевіряють при подачі гальмівної рідини тиском 9,0-10,0 МПа, яке створюється пневматичним пристосуванням. Тиск утримується протягом певного часу при одному і тому ж положенні штока. При випробуванні робочого гальмівного циліндра, поміщеного в прозору рідину, яка не руйнує його манжети, всередину циліндра подають повітря

під тиском 0,5-0,6 МПа. Герметичність перевіряється по відсутності бульбашок повітря. Циліндри гідروвакуумних підсилювачів випробовують аналогічно. Крім того, перевіряють ущільнення клапанів, що знаходяться під розрідженням, при підводі гальмівної рідини. Розрідження повинне зберігатися протягом заданого часу. В шланги подають рідину тиском 14,0 - 15,0 МПа. Протягом 20 – 25 с течі рідини або здуття поперхні шланга спостерігатися не повинні.

*Зміст звіту:* у звіті коротко викласти основні методики випробування елементів гальмівних систем автомобілів, навести схеми стендів для випробувань, надати відповіді на контрольні запитання.

#### **Контрольні запитання**

1. Класифікація стендів для випробування гальмівних систем автомобілів.
2. Як виконуються випробування колодок гальм на довговічність?
3. Як виконуються випробування пневматичних приводів гальмівних систем автомобілів?
4. Як виконуються випробування гідравлічних приводів гальмівних систем автомобілів?

### *Практичне заняття №4*

#### **Лабораторні випробування рам, кузовів та кабін автомобілів**

*Мета роботи* – вивчити методи випробування кузовів та рам автомобілів на стендах статичного та динамічного навантаження, а також конструкцію стендів для випробувань.

Складність геометричних форм рам, кузовів і кабін, різноманіття умов їх навантаження при експлуатації автомобіля в різних дорожніх умовах ускладнюють розрахунок конструкцій. Тому необхідне проведення комплексу спеціальних випробувань. Випробування на міцність несучих систем і кабін автомобілів проводять на стендах статичного і динамічного навантаження, а також в дорожніх умовах. За наслідками аеродинамічних випробувань кузовів і кабін автомобілів оцінюють обтікаємість автомобіля і досконалість ліній кузова (кабіни), вентиляцію і опалювання салону, ступінь забризкування водою і брудом скла (особливо вітрового і заднього) при русі по мокрій дорозі тощо. Досліджують герметичність кузовів і кабін, рівні шуму в різних точках салону.

Випробовують на міцність і довговічність деталі кузовної арматури (замки, склопідйомники, вимикачі, регульовальні пристрої сидінь тощо), допоміжне устаткування кузова (склоочисники, вентилятори).

#### **4.1 Статичні та динамічні випробування кузовів на жорсткість**

*Випробування на стендах статичного навантаження.* Випробування несучої конструкції під дією статичного навантаження на спеціальних стендах є найпростішим і достатньо точним методом перевірки її міцності і жорсткості. Такі випробування дозволяють оцінити навантаженість елементів конструкції, виявити ослаблені (перенавантажені) ділянки і з'єднання, зіставити жорсткості на вигин і кручення різних несучих систем, вивчити вплив окремих елементів конструкції на її загальну жорсткість, тобто можна отримати інформацію про переваги і недоліки рами (кабіни, кузови), ефективності внесених в конструкцію змін, можливих шляхах підвищення міцності несучої системи.

Достовірність результатів випробувань кузова, рами або кабін в значній мірі залежить від вибраного режиму навантаження. Для виявлення слабких місць конструкції на стенді відтворюють характерні режими при яких діють максимальні експлуатаційні навантаження. Досвід досліджень режимів навантажень кузовів легкових автомобілів показує, що при статичних випробуваннях несучих кузовів легкових автомобілів найбільш обгрунтовано два режими навантаження:

а) вигин кузова під дією навантаження, що імітує реальний розподіл (по довжині автомобіля) навантаження від підресорених мас, пасажирів і багажу з коефіцієнтом перевантаження 2,0-2,5 для автомобілів

$$M_{кр\max} = 0,5G_1 \cdot b,$$

де  $G_1$  - повне навантаження, що доводиться на якнайменше навантажену вісь автомобіля (звичайно передня);

$b$  - колія осі автомобіля, що найменше навантажена.

На рис. 4.1, а представлена схема навантаження кузова (раму) легкового автомобіля при статичних випробуваннях на згин. Сумарне зусилля  $P_{\Sigma}$  за допомогою системи важелів розкладається на чотири складових  $P_1-P_4$ , які імітують дію на несучу систему автомобіля чотирьох основних зосереджених мас: двигуна в зборі із зчепленням і коробкою передач, переднього сидіння і двох сидячих на ньому пасажирів, заднього сидіння і трьох сидячих на ньому пасажирів, бензобака з паливом і багажу. Сумарне зусилля  $P_{\Sigma} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4$  у кожному конкретному випадку визначають виходячи з характеристик вказаних мас і коефіцієнта перевантаження, що приймається.

При випробуваннях кузова легкового автомобіля на згин на стенді можна використовувати розподілену по довжині салону вертикальне навантаження 4000-5000 Н. В дослідницьких лабораторіях компанії «Ford» (США) перевірка конструкції на згин і кручення проводиться в стендових умовах шляхом навантаження кузова навантаженнями згину, які відповідають двократному перевантаженню, і закручуванням його моментом 3000 Нм.

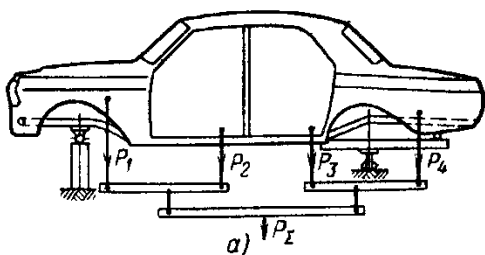
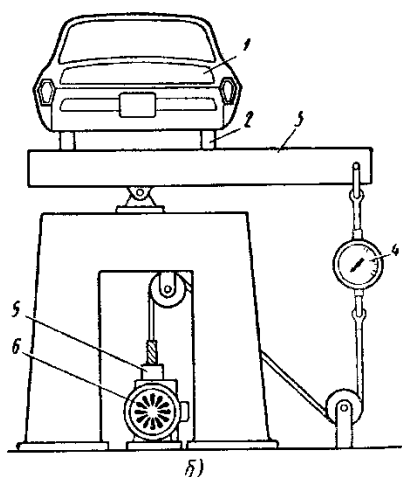


Рисунок 4.1 - Схема навантаження кузова при статичних випробуваннях:

а – на згин; б – на кручення.



Однією із задач статичних випробувань є визначення жорсткості конструкції. Прогинання основи і деформації отворів кузова або кабіни у момент дії максимальних згинаючих або скручуючи навантажень не повинне перевищувати допустимих величин, які визначаються зазорами між силовими елементами дверних отворів і відповідними поверхнями дверей. Додаткові обмеження на величину допустимих деформацій кузовних елементів можуть бути пов'язані з конструкцією дверних замків, оскільки самовільне відкриття дверей при дії навантажень на кузов (раму) недопустиме. Оцінюють жорсткість системи по вимірних деформаціях і переміщеннях елементів кузова. Для цього на базову плиту стенду встановлюють певне число стрілочних індикаторів з розподілом 0,01-0,02 мм або застосовують установку типу «Alpha-3D», яка дозволяє фіксувати переміщення будь-якої точки кузова з високою точністю. За даними вимірних переміщень силових елементів основи кузова або лонжеронів рами будують епюри прогинів. Характерною величиною є максимальне прогинання конструкції при дії навантаження певного рівня. Для несучих кузовів легкових автомобілів максимальне прогинання силових елементів основи при дії номінального експлуатаційного навантаження звичайно знаходиться в межах 0,5-1,0 мм Жорсткість несучої системи на кручення перевіряють при навантаженні її моментом, що скручує, вимірюванням кута закручування (4.1, б). З цією метою кузов 1 на фальшресорах 2 встановлюють на рухомих опорах - передньої ковзаючої і задньої, що гойдається в

поперечній площині. До консольної частини задньої опори 3 прикладають зусилля (що вимірюється динамометром 4), що викликає поворот опори відносно поздовжньої осі кузова.

Таким чином, на конструкцію діє момент, що скручує. Зусилля передається від електродвигуна 6 через редуктор 5 з великим передавальним числом. Для вимірювання кутів закручування використовують стрілочні індикатори, встановлювані зліва і справа під силовими елементами несучої системи які фіксують їх вертикальні переміщення в процесі навантаження. За отриманими даними будують лінії пружних деформацій лівого і правого лонжеронів рами (або відповідно лівого і правого порогів кузова) і розраховують кути закручування послідовно розташованих перетинів. Кути закручування можна визначати також кутомірними пристроями, наприклад оптичними квадрантами. При оцінці результатів дослідження жорсткості кузова (рамі) на кручення часто оперують не кутами відносного закручування перетинів, а характеристиками жорсткості. Одну з характеристик визначають за формулою

$$B = M_{кр} / \gamma_{\phi}$$

де  $M_{кр}$  – крутний момент, що діє на випробовувану конструкцію, кНм;

$\gamma_{\phi}$  – кут відносного повороту перетинів, розташованих над передньою і задньою віссю автомобіля (кут закручування несучої системи на довжині бази автомобіля), рад.

При однаковій силевій схемі несучої системи подовження бази автомобіля приводить до зменшення показника жорсткості  $B$ , оскільки збільшується кут закручування системи при дії того ж моменту  $M_{кр}$ . Тому зіставляти характеристики жорсткості різних кузовів необхідно з урахуванням довжини бази автомобіля. На спеціальних стендах можна отримати оптимальні умови для проведення тензометричних досліджень несучих систем і кузовів. Для отримання уявлення про напружений стан всіх елементів необхідно проводити вимірювання в дуже великому числі точок. Практика тензометричних випробувань показує, що число тензорезисторів може досягати на рамках вантажних автомобілів 200-500, а на кузовах легкових автомобілів і автобусів до 1500. На рис. 4.2 показано розміщення основних тензорезисторів на рамі вантажного автомобіля.

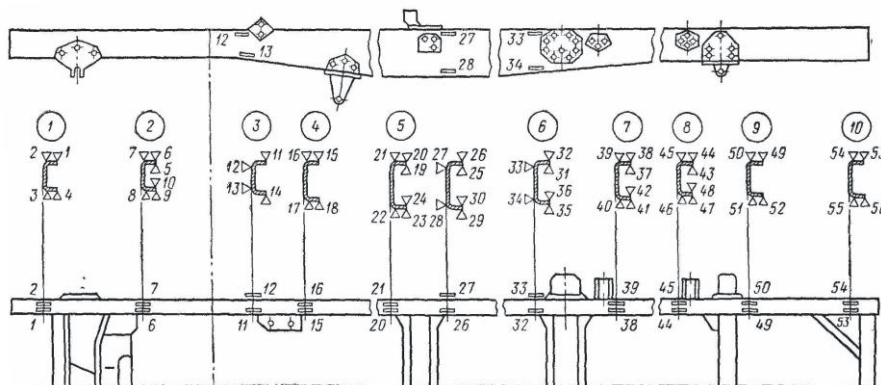


Рисунок 4.2 – Розміщення тензорезисторів на рамі вантажного автомобіля (цифри – номери тензорезисторів)

При випробуваннях несучих систем звичайно застосовують тензорезистори з базою 10-15 мм. При високих значеннях градієнта напруг поблизу різного роду концентраторів (виштамповок, отворів, зон стиковки елементів, точок зварювання) необхідно застосовувати малобазні тензорезистори (з базою до 3-5 мм). Показання тензорезисторів у великій мірі залежать від вибору місця вимірювання і ступеня відповідності напрямку осі тензорезистора напрямку дії головних напружень. Якщо в досліджуваній зоні напрям головних напруг при даному виді навантаження не відомо, слід використовувати розетку з трьох тензорезисторів. Крім того, для правильного проведення тензометрування необхідно мати уявлення про втомлені тріщини в елементах кузова даного типу, які мали місце в експлуатації. Гарні результати дає попереднє вивчення навантаженості елементів несучої системи за допомогою методу ламких покриттів.

*Випробування на стендах динамічного навантаження.* В експлуатаційних умовах на кузов (раму, кабіну) впливають значні динамічні навантаження, які є причиною виникнення втомних пошкоджень. Оцінюють втомну міцність несучих систем і кабін в лабораторних умовах на стендах динамічного навантаження. Деформації при навантаженні кузовів при випробуваннях на втомленість повинні відповідати тим основним видам деформацій, яким піддаються ці конструкції в звичайних експлуатаційних умовах.

При випробуваннях повнорозмірних кузовів створюють динамічне навантаження на згин і крутний момент причому обидва види навантаження можуть впливати на випробовуваний об'єкт одночасно або по черзі. Частота навантажень на стендах втомного навантаження звичайно знаходиться в межах 2-12 Гц, що відповідає спектру частот зміни навантажень в реальних умовах. У разі використання для втомних випробувань несучих систем резонансних режимів діапазон частот встановлюють пробним шляхом. Програми зміни амплітуд динамічних навантажень, що прикладаються до встановленого на стенді кузова, відрізняються значною різноманітністю. Наприклад, якщо випробування на утомленість систем проводять за порівняно простою програмою, то кузов жорстко закріплюють в площині, що проходить через задню вісь автомобіля і навантажують знакозмінним моментом, що скручує, в площині, що проходить через передню вісь. В процесі випробувань величину моменту збільшують ступенями після перші 50 тис. циклів, а потім після кожні 100 тис. циклів навантаження (всього чотири ступені значень амплітуд моменту, що скручує). Втомні тріщини, що з'являються, фіксують до істотного пониження жорсткості кузова. Недолік вказаної методики випробувань - складність оцінки дійсного ресурсу кузова.

Компанія «Форд» (США) проводить випробування кузовів з використанням електродинамічних вібраторів направленої дії. В результаті визначають втомну міцність деталей, а також ряд динамічних характеристик (частоти власних коливань конструкції в зборі і окремих панелей, форми частотних резонансів і ін.).

Методика проведення випробувань має ряд особливостей. Кузов підвішують на трьох дуже м'яких пружинах, що сприяє зменшенню демпфування в опорах і підвищенню чутливості системи до змін в конструкції кузова. Два вібратори впливають на поперечину передньої підвіски автомобіля: при їх роботі у фазі на кузов впливає динамічне згинаюче навантаження, в протифазі – динамічний крутний момент. Частота динамічних дій, що прикладаються, складає 10-40 Гц.

Для форсування випробувань можна використовувати резонансні режими, проте найбільш часто при втомних випробуваннях використовують наступні рівні динамічних навантажень: кручення з амплітудою  $\pm 0,5M_{кр.мах}$ ; згин з амплітудою, що відповідає двократному перевантаженню. Із застосуванням резонансних режимів зменшуються енергетичні витрати і значно скорочується час випробувань, але при цьому основним показником є порівняльна оцінка надійності досліджуваних конструкцій, і перенести результати стендових випробувань на реальні умови роботи в цьому випадку важко.

Більш перспективні випробування несучих систем на утомленість на динамічних стендах з програмованим керуванням навантаженням. При розробці програм навантаження як вихідний матеріал використовують статистичні дані про реальні режими навантажень рами (кузови). З цією метою проводять експерименти з вимірюванням згинаючих і скручують динамічних навантажень при русі автомобіля в різних дорожніх умовах. Програма випробувань є апроксимацією самих загальних режимів навантаження, що відображають типові умови руху даного автомобіля.

На рис. 4.3 показана установка кузова легкового автомобіля для втомних випробувань по вказаній методиці на динамічному стенді. На рис. 4.5 приведена ступенева програма навантаження кузова, яка відповідає пробігу автомобіля в 2000-3000 км по дорозі з покриттям буличника із швидкістю 50-60 км/год. При частоті навантаження 10 Гц тривалість одного блоку програми складає 12 год.

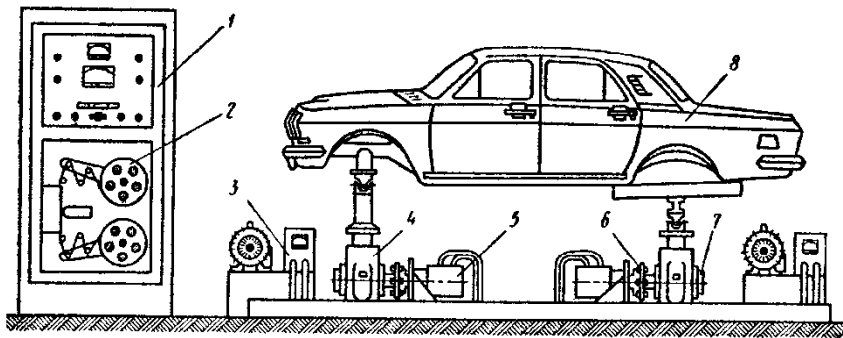


Рисунок 4.3 - Стенд для випробувань автомобільного кузова на втомленість:

1 - АСУ стенду; 2 - перфострічка, яка задає кути повороту роторів гідро підсилювачів моменту; 3 - насосна станція живлення гідропідсилювача; 4 - кривошипно-шатунний навантажувач; 5 - гідропідсилювач моменту; 6 – з'єднувальна муфта; 7 контрольний пристрій (датчик зворотного зв'язку); 8 - випробовуваний кузов.



Рисунок 4.4 Фото автомобіля на стенді динамічного випробування кузовів

Перед початком випробувань виміряють жорсткість кузова на кручення. По цьому параметру в процесі випробувань оцінюють стан конструкції, виявляють ступінь впливу втомних тріщин на загальну жорсткість системи, роблять своєчасний висновок про необхідність закінчення експерименту. У міру появи втомних тріщин жорсткість кузова зменшується, причому особливо інтенсивно після виникнення великих тріщин (до 25-30% периметра перетину) в передніх і задніх стійках кузова. З ослабленням перетину стійок порушуються зв'язки між підставою і дахом, і верхнє силове обв'язування різко зменшує здатність сприймати кососиметричні навантаження.

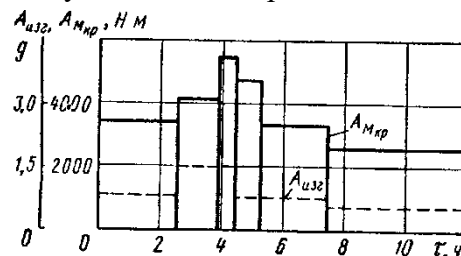


Рисунок 4.5 – Блок-програма навантаження кузова легкового автомобіля при випробуваннях на втомленість

Методи проведення випробувань на утомленість рам і кузовів мають багато загального. Як правило, при виборі навантаження перевагу віддають кососиметричному навантаженню (скручуванню). Проте для втомної міцності лонжеронів рами, особливо за наявності різного роду

послаблень і концентраторів напруг, найбільш небезпечний режим вигину. Звичайно частота зміни навантаження на стенді знаходиться в межах 2- 5 Гц.



Рисунок 4.6 - Стенд з гідропульсаторами для втомних випробувань ходової частини і несучої системи автомобіля

На стендах для створення імпульсів навантаження застосовують гідравлічні пульсатори, керовані швидкодійними сервоклапанами із зворотним зв'язком. На рис. 4.6 показаний стенд, призначений для випробувань автомобілів в зборі. Складається він з чотирьох вертикальних гідро пульсаторів.

Гідропульсатори без спотворень відпрацьовують переміщення до 50 мм в діапазоні частот 0-3 Гц і 20 мм при: частоті 10 Гц. Таким чином, на стенді створюють умови навантаження ходової частини і кузова автомобіля, близькі до реальних. Можливо також застосування додаткових гідропульсаторів, відтворюючих поздовжні і поперечні динамічні реакції з боку дороги, діючі на кузов автомобіля, що максимально наближає навантаження конструкції до реального.

Необхідно відзначити, що при якнайповнішому і точному відтворенні на стенді експлуатаційних режимів навантаження конструкції звужуються можливості форсування випробувань.

#### **4.2 Випробування деталей арматури і устаткування кузова**

Кузов (кабіна) сучасного автомобіля містить велике число вузлів і деталей, надійність (довговічність) яких повинна бути ретельно перевірена. До таких елементів в першу чергу відносяться замки і петлі дверей, капота і кришки багажника, склоочисники і омивачі, склопідйомники, прикурювачі, механізми приводу знімного даху (у автомобілів з кузовами типу кабриолет і фаєтон). Принцип випробувань деталей арматури полягає у відтворенні на стендах умов роботи цих деталей, причому заздалегідь встановлюють базове число циклів, яке повинен витримати випробовуваний об'єкт. В даний час накопичений великий досвід проведення подібних випробувань.

В лабораторних умовах широко використовуються гідравлічні навантажувачі і приводні механізми. Наприклад, на спеціальному стенді безперервно проводять відкриття і закриття дверей автомобіля, кришки багажника і капота, точно моделюючи дію руки людини. Петлі і замки дверей, повинні, як мінімум, витримувати 100 тис. циклів відкриття і закриття, капота - 5 тис. циклів, а кришки багажника - 20 тис. циклів.

За допомогою гідравлічного приводного механізму стенду, на якому випробовують замикаючі пристрої замків дверей, протягом 4 с проводять таку операцію: вставляється ключ, повертається управо на 180°, виймається, знову вставляється повертається вліво на 180° і виймається. Таким чином, повністю імітується відкриття і замикання замка дверей.

Аналогічні випробування проходять і замки запалення.

Пружні елементи сидінь в експлуатації знаходяться під дією динамічних навантажень. Надійність сидінь оцінюють, наприклад, за результатами 200 тис циклів навантажень їх манекеном вагою 135 кг.

При випробуваннях сидінь визначають також пружну і амплітудно-частотну характеристику подушки. Ці характеристики використовуються для оцінки комфортабельності посадки водія і пасажирів. Знімають пружну характеристику сидіння при установці проміжної профільованої плити, на яку діє навантаження. За наслідками випробувань будують графік в координатах навантаження - деформація.

Амплітудно-частотну характеристику одержують на вібростендах з регульованою частотою коливань. При проведенні експерименту на подушку сидіння поміщають вагу 52-55 кг еквівалентну масі тулуба рук і голови людини і виміряють амплітуди її коливань при різних частотах збуджуючої сили. Частоту власних коливань людини на сидінні визначають, записавши затухаючі коливання маси після зняття збуджуючого коливання зусилля (наприклад після зупинки вібростенда або за рахунок потенційної енергії заздалегідь стислого пружного елемента подушки).

Випробуванню піддаються такі вузи як підголівники (рис. 4.7) паски безпеки (рис. 4.8), буксирувальних провудин (рис. 4.9).

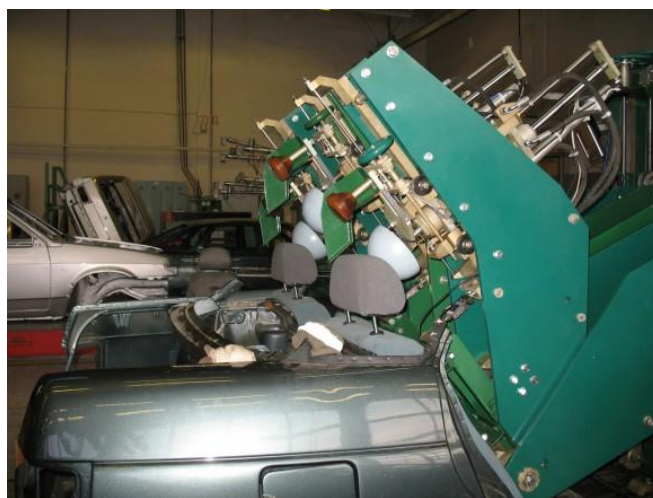


Рисунок 4.7 Стенд для випробування підголівників

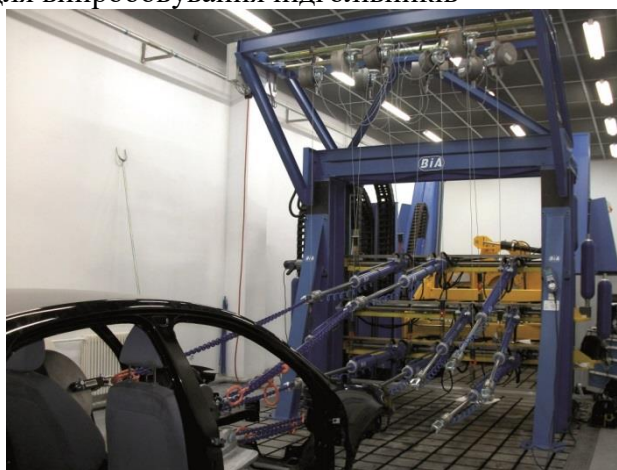


Рисунок 4.8 Стенд для випробування пасків безпеки

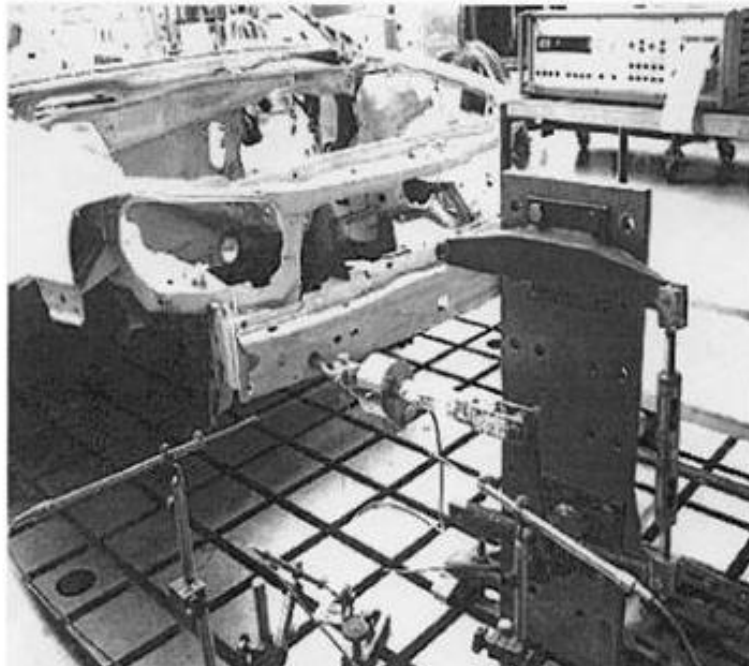


Рисунок 4.9 Стенд для випробування буксирувальних провущин.

#### **4.3 Корозійні дослідження кузовів, випробування на пило- та водонепроникність**

*Водонепроникність* кузовів і кабін оцінюють при подоланні автомобілем неглибокого, близько 10 см, броду або басейну (в умовах автополігону) зі швидкістю 25-30 км/ч. Більш докладно цей вид випробувань описаний нижче. Кузова піддають випробуванням на забруднення (самозабруднення) шляхом виконання декількох заїздів по дорогах із твердим покриттям, на поверхні якого є тонкий шар рідкого бруду. При випробуванні проводиться фотографування кузова й оперення послідовно через певні інтервали пробігу.

*Пилонепроникність* кузова (кабіни) оцінюють у пиловій камері, через яку проводиться кілька заїздів зі швидкістю 20-25 км/год, а також у дорожніх умовах при русі по курній ґрунтовій дорозі на відстані 50- 100 м за головним автомобілем. Після кожного заїзду візуально перевіряють проникнення пилу в салон, багажне відділення й відсік двигуна.

Підвищення міцності й довговічності кузовів і кабін у сукупності із застосуванням для їхнього виготовлення листового металу зменшеної товщини ускладнює захист панелей кузова від корозії. Тому важливе значення набувають випробування кузовів і кабін на корозійну стійкість. Оскільки процес природньої корозії металу відбувається повільно, центральне місце займають прискорені випробування.

Як показує практика проведення лабораторних випробувань, найбільш ефективні корозійні камери, у яких створюється агресивне середовище («морський туман») підвищеної температури й вологості.

На рис. 4.10 показана схема корозійної камери. Стінки камери утворено двома сталевими оболонками, між якими укладена повітряна сорочка з теплоелектронагрівачем для нагрівання циркулюючого в сорочці повітря. Зовнішня оболонка камери покрита теплоізоляційним матеріалом 8, а внутрішня з метою захисту від корозії виконана зі спеціальної сталі.

На перекритті камери встановлене вентиляційне встаткування.

«Морський туман» утворюється за допомогою встановлених на висоті 2 м по бічних стінках камери восьми повітряних форсунок 4, які за допомогою стисненого повітря розпилюють підведений до них соляний розчин з ропного бака через ропні лінії 10.

Необхідний відсоток вологості середовища забезпечується парозволожувачем, а наявні в камері дощувальні форсунки 7 передбачені для імітації дощу й використовуються також для швидкого прогріву або охолодження випробуваного об'єкта й стін камери.

Камера оснащена системою контролю температури й вологості середовища з виводом показань приладів на пульт керування, який розміщений в операторській. Тут же встановлені парозволожувач, ропний бак і інше встаткування.

Спостереження за об'єктом здійснюють через два оглядові вікна 2, розташовані на різній висоті, і двері в торцевій стіні. Підготовка, перевірка й аналіз результатів корозійних випробувань регламентовані. Корозійним випробуванням передують огляд об'єктів, у ході якого вимірюють товщину лакофарбового покриття в характерних крапках, реєструють усі ушкодження, включаючи відколи, тріщини й подряпини, а також визначають якість адгезії покриття, виявляють і описують потенційні зони корозії. Підготовка об'єктів до корозійних випробувань полягає в нанесенні штучних зон корозії для спостереження за розвитком цього процесу на поверхні по глибині металу.

При випробуванні в корозійній камері об'єкт витримують у вологому середовищі, насиченому соляним туманом, що містять  $(3,5 \pm 0,5) \%$  розчину NaCl, при температурі  $(3 \dots 7 \pm 2) ^\circ\text{C}$  и вологості  $(9 \dots 5 \pm 3) \%$  відповідно до програми випробувань. Для кузовів, установлених на автомобілі, корозійні випробування слід проводити циклами: витримання об'єкта в корозійній камері протягом 6 год. Повний обсяг випробувань становить 40 циклів.

При аналізі результатів випробувань визначають інтенсивність до руйнування лакофарбового покриття й швидкість  $v$  проникнення корозії в глибину металу по наступних формулах:

$$K = (S_2 - S_1)/(t_2 - t_1); \quad v = (H_2 - H_1)/(t_2 - t_1),$$

де  $S_2$  і  $S_1$  – площі, що піддаються корозії відповідно за час  $t_2$  і  $t_1$ ,  $H_2$  і  $H_1$  – глибина проникнення корозії відповідно за час  $t_2$  і  $t_1$ .

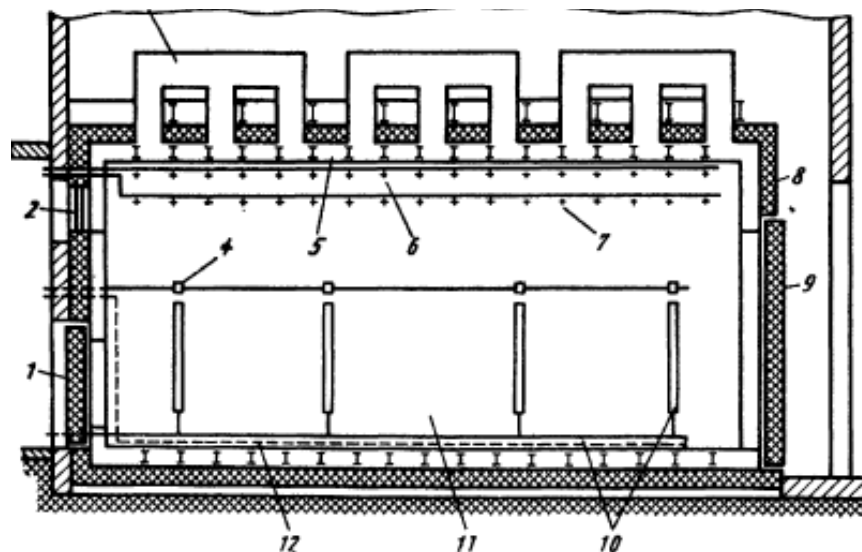


Рисунок 4.10 Схема корозійної камери для випробування кузовів

1 – дверцята; 2 – оглядове вікно; 3 – повітряний короб; 4 – повітряна заслінка; 5 – повітряна сорочка; 6 – стельова форсунка; 7 – настінна форсунка; 8 – теплоізоляційний матеріал; 9 – ворота; 10 – соляна лінія; 11 – камера; 12 – парова лінія.

*Зміст звіту:* навести методики випробувань несучих систем автомобілів на стендах статичного та динамічного навантаження, навести схеми стендів та відповіді на контрольні запитання.

### Контрольні питання

1. Які режими навантажень використовуються при статичних випробуваннях несучих систем автомобілів?
2. Яка контрольно-вимірвальна апаратура використовується при випробуваннях?

### 3. Як виконуються випробування деталей арматури кузовів автомобілів?

#### Практичне заняття №5

### Випробування підвісок автомобілів

*Мета роботи* – вивчити методи отримання характеристик підвіски, параметри що визначаються при випробуваннях вузлів підвісок, стенди для випробувань.

#### 5.1 Характеристики підвіски автомобілів

Під час випробувань визначають *вертикальну пружну характеристику* підвіски і її пружних елементів, а також *поперечну кутову пружну характеристику* підвіски.

При знятті *вертикальної* пружної характеристики встановлюють зв'язок між вертикальним навантаженням, діючим на підвіску, і деформацією ресор, вимірюною над віссю. Сили і деформації вимірюють в процесі навантаження і розвантаження через рівні інтервали зміни сил. За результатами вимірювань будують пружну характеристику. На кривій відзначають робочу ділянку, обмежену навантаженнями, що приходяться на підвіску повністю навантаженого  $P_n$  і ненавантаженого  $P_{0n}$  автомобіля.

Жорсткість підвіски знаходять як тангенс кута нахилу дотичної до середньої лінії характеристики на робочій ділянці з урахуванням масштабів графіка. Крім того, по характеристиці визначають силу тертя  $P_{тр}$  в підвісці, ефективне статичне прогинання і хід підвіски до обмежувачів при відбиванні та стисненні.

*Поперечна кутова пружна характеристика* підвіски є залежністю моменту  $M$ , що викликає крен рами або несучого кузова, від кута крену  $\alpha_k$  в поперечній площині. Кутові жорсткості кожної підвіски (і тертя в них) визначають так само, як вертикальну жорсткість. Випробування проводять без стабілізатора і з стабілізатором поперечної стійкості.

В схемі, показаній на рис. 5.1 а, момент створюється двома рівними по величині вантажами  $P_2$ , приєднаними до поперечної штанги, яка закріплена на рамі або кузові. Один вантаж підвішують до штанги, а другий діє через блок. Поступовим збільшенням навантаження кузов або раму виводять з нейтрального положення до зіткнення з обмежувачами ходу. При цьому кутоміром вимірюють кут нахилу кузова (раму)  $\alpha_k$  над осями передніх і задніх коліс. Моменти, що діють на кожну з підвісок, визначають як добуток різниці показань вагів під лівим  $G_l$ , і правим  $G_n$  колесами на колію  $B$  відповідної осі. Проте отримана цим методом кутова жорсткість підвіски автомобіля в тих випадках, коли вісь крену розташована вище або нижче за поверхню дороги, не може бути використана для аналізу крену кузова при криволінійному русі автомобіля.

Кутову жорсткість підвіски більш точно можна виміряти при прикладенні моменту, що кренить, за схемою, що показана на рис. 5.1, б. До автомобіля, колеса якого встановлені на ваговимірювальних майданчиках, прикладають горизонтальну силу  $P_b$  на висоті  $h_d$  від рівня дороги. Поперечну кутову характеристику визначають точно так, як і в першому випадку. Проте створити стенд для вимірювання кутової поперечної жорсткості підвіски автомобіля по схемі, приведеній на рис. 5.1 б достатньо складно. На стенді, схема якого приведена на рис. 5.1 б поперечна сила, що діє на автомобіль, виникає при нахилі гідроциліндром 2 на кут  $\Theta$  опорної платформи 1, яка повертається відносно центру обертання 3.

Величину поперечної сили прикладеної в центрі ваги автомобіля розраховують за формулою

$$P_{\sigma} = gM_a \sin \Theta$$

де  $M_a$  - вага автомобіля.

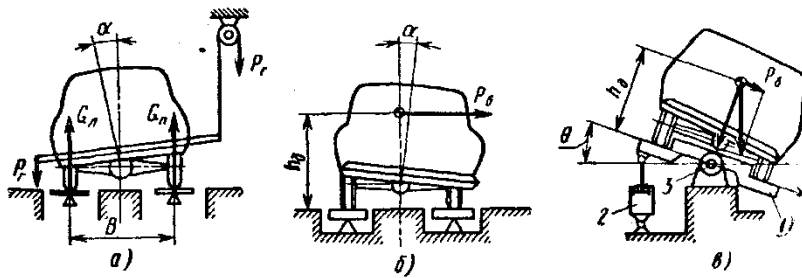


Рисунок 5.1 - Схеми установок для визначення поперечної кутової жорсткості підвіски при дії:

а) пари сил; б) моменту, що кренить; в) поперечної сили.

При випробуванні дослідних зразків і модернізованих конструкцій пружні характеристики одержують таруванням ресор знятих з автомобіля, на пресі (наприклад, типу ГАРО).

Кінці листових ресор встановлюють в шарнірних опорах преса. Зусилля через динамометр передається до центру ресори. Статичні пружні характеристики пневматичних і гідروпневматических ресор визначають на пресах, які дозволяють поступово стискати ресори при різних початкових тиск пружного середовища, а динамічні - на динамометричних стендах; з кривошипно-шатунним або ексцентриковим навантажувальним пристроєм.

## 5.2 Випробування амортизаторів

При контрольних і приймальних випробуваннях амортизаторів визначають герметичність, шумність і плавність їх роботи, записують робочу діаграму.

*Характеристика опору амортизатора* — залежність, що описує, як змінюється сила опору переміщенню штока при різних його швидкостях. Необхідні характеристики створюються при конструюванні, випробуванні, доведенні автомобіля й залежать від конструкції амортизатора: розмірів його поршня, циліндра, отворів клапанів, а також властивостей амортизаторної рідини.

Типи характеристик амортизаторов (рис. 5.2): зелений графік — регресивна; червоний графік — прогресивна; синій графік — лінійна.

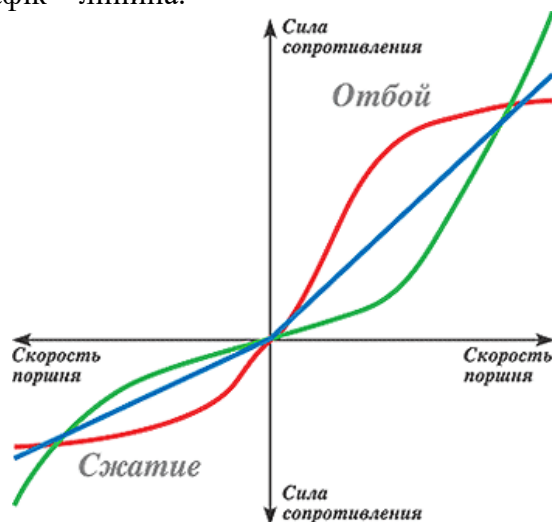


Рисунок 5.2 Характеристики амортизаторів

*Регресивна* найпоширеніша. З нею амортизатор добре гасить коливання й зменшує інтенсивність крену кузова при різких маневрах, але пропускає на нього вібрації від розбитої дороги (від сукупностей дрібних нерівностей — вибоїв, швів, гребінки, кругляка на трамвайних шляхах — висотою близько 30 мм). Крім того, якщо амортизатор розрахований для магістрального

автомобіля, переїзд на ньому одиничних виступів (сходів асфальту, що утворювалися при ремонті дороги) на високій швидкості може супроводжуватися відчутними ударами.

*Прогресивну* застосовують рідше. Її основна перевага — підвищення віброзахисту кузова. Однак, проїжджаючи черги плавних хвиль, машина може розкачатися аж до пробоїв підвіски. При енергійній зміні смуги рухи не виключені підвищені крени й діагональне розгойдування автомобіля. А коли він повністю навантажений, у водія часто виникає відчуття “слабких” амортизаторів.

*Лінійна* по властивостях займає проміжне положення.

Після побудови характеристики перевіряють її стабільність і знаходять залежність від температури масла в амортизації.

*Робоча діаграма амортизації* є залежністю сили опору  $P_c$  від ходу поршня  $s$ . Записують робочі діаграми на стенді, що забезпечує зворотно-поступальне переміщення поршня амортизатора. Стенд має пристрої, що регулюють хід поршня від 2 до 200 мм і частоту від 0,33 до 3,3 Гц. Механічні або електричні пристрої реєструють переміщення поршня  $s$  і силу опору амортизатора  $P_c$ . В універсальних стендах діапазон сил, що вимірюються складає  $P_c = (0 \dots 15) \pm 0,05$  кН.

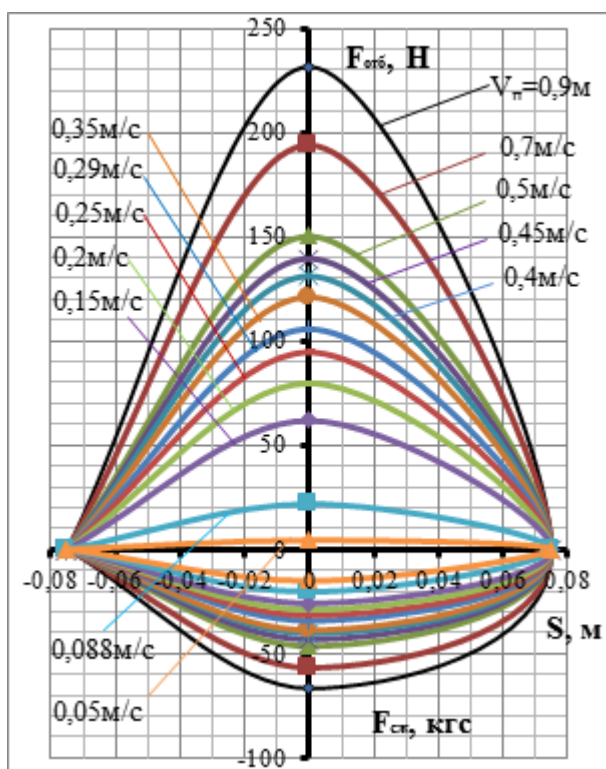


Рисунок 5.3 Робоча діаграма амортизаторів «Монро»

Для розрахунку і дослідження коливань автомобіля необхідно встановити залежність сили опору  $P_c$  від швидкості  $v$  переміщення поршня (важеля) амортизатора. Характеристику амортизатора будують по ряду робочих діаграм, отриманих при постійному ході поршня і змінних частотах коливань, визначивши по кожній максимальні швидкості поршня і відповідні їм максимальні сили опору. Записати характеристику амортизатора можна на стенді (рис. 5.4). Зворотно-поступальне переміщення поршня амортизатора створюється ексцентриком, який через кривошип 2 сполучений з повзуном 3. Повзун разом з поршнем амортизатора здійснює, переміщаючись по направляючих стійках 4, синусоїдальні коливання. Робочий циліндр амортизатора опирається на пружний елемент 6, який з'єднаний системою тяг з пером самописця.

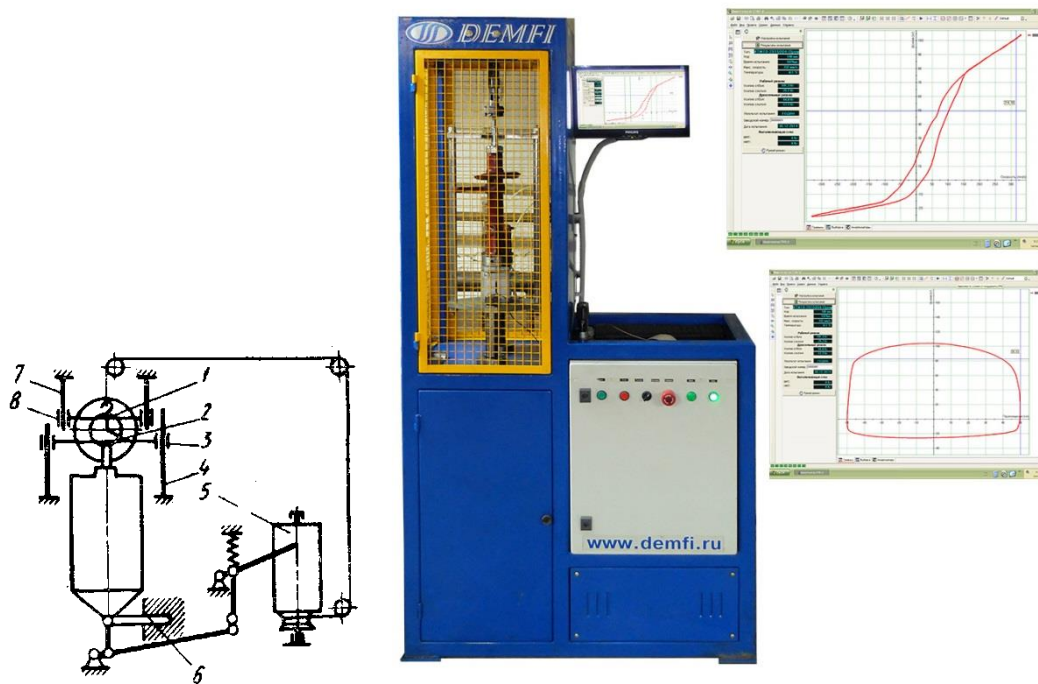


Рисунок 5.4 – Схема станда для зняття оціночних характеристик амортизаторів

При необхідності зусилля записують за допомогою осцилографа, для чого на пружний елемент наклеюють тензорезистори. Каретка 7, що переміщається по направляючих 8, знаходиться в постійному контакті з ексцентриком і призначена для запису переміщення або швидкості поршня. З цією метою каретка 7 зв'язана нерозтяжною ниткою з барабаном 5 для запису діаграм. При осцилографуванні переміщення повзуна фіксуються реохордним перетворювачем. Якщо ексцентрик розташований, як показано на рис. 5.2, то на барабані викреслюється робоча діаграма. Якщо ексцентрик повернений під кутом  $90^\circ$  до положення, показаного на рис. 5.2, то записується його характеристика.

Герметичність амортизації перевіряють прокачуванням на стенді з частотою 1,7-4,2 Гц при ході поршня від 70 мм до гранично допустимого конструкцією амортизатора. При визначенні шумності роботи амортизатора на стенді забезпечується частота коливань 0,33-3,3 Гц і зміна ходу поршня на 10-200 мм. Стенд повинен знаходитися в ізолюваному від шуму приміщенні. Вимірюють рівень шуму за допомогою стандартної шумовимірювальної апаратури.

Плавність роботи амортизатора досліджують на спеціальному стенді, що дозволяє визначити рівномірність руху поршня на максимальній довжині ходу під дією постійного навантаження, величина зусилля зсуву поршня на початку ходу стиснення і відбивання і під час переміщення поршня.

Площа робочої діаграми амортизатора відповідає його роботі за один цикл коливань. Характеристика амортизатора залежить від в'язкості масла, яка зменшується з підвищенням температури. Тому, встановивши співвідношення між площею діаграми і температурою масла в амортизаторі, можна побудувати залежність абсолютного або відносного зменшення енергії, що поглинається амортизатором, від температури або в'язкості масла.

Довговічність амортизатора в експлуатаційних умовах оцінюють величиною пробігу до досягнення його граничного стану. В результаті витоків масла через сальники або зміни характеристики амортизатора відбувається його відмова. Довговічність амортизатора, визначена при стендових випробуваннях або в програмованому режимі роботи, який характеризується числом циклів навантаження при постійному наперед встановленому ході. Тривалість випробувань складає 1-3 млн. циклів. Температурний режим амортизації повинен відповідати його температурному режиму в звичайних експлуатаційних умовах (температура менше  $95-105^\circ \text{З}$ ). Для забезпечення заданого температурного режиму застосовують звичайно штучне охолодження амортизатора. Випробування на довговічність доцільно суміщати з випробуваннями на

стабільність роботи амортизації. Для цього через певне число циклів (200-500 тис.) записують робочі діаграми амортизації і потім будують графік залежності роботи, що поглинається амортизатором за один цикл, від числа циклів роботи.

Випробування амортизаторів, встановлених на автомобілі, проводять як в лабораторних, так і в дорожніх умовах. Принципово стенди, на яких оцінюють якість амортизаторів, можна розділити на дві групи. До першої групи відносяться стенди на яких викликають великі одиничні вертикальні деформації підвіски, а потім виміряють затухаючі коливання кузова. По характеру протікання коливального процесу оцінюють, чи відповідають характеристики амортизаторів технічним вимогам.

Збудити коливання кузова найбільш просто можна його притисненням спеціальним пристосуванням до дороги з подальшим миттєвим звільненням або переїздом через трамплін.

До другої групи відносяться стенди, на яких збуджуються коливання коліс з малою амплітудою і частотою (0-20 Гц), що поступово змінюється, з реєстрацією амплітуди коливаль. Якість амортизацій оцінюють за величиною максимальної амплітуди коливаль коліс автомобіля. Цей метод заснований на залежності амплітуд коливаль при резонансі від сил опору амортизацій.

### 5.3 Випробування підвісок на довговічність

Довговічність пружних елементів підвіски і деталей направляючого пристрою визначають в умовах експлуатації і при форсованих випробуваннях. Форсовані режими одержують при русі по нерівних дорогах автополігону і на стенді - застосуванням відповідних програм.

Преси, що використовуються при визначенні довговічності забезпечують необхідні зусилля стиснення і частоту коливаль. Частота коливаль звичайно обмежується або можливостями преса, або тепловим станом випробовуваного пружного елемента. Деталі і конструктивні елементи направляючого пристрою підвіски можна випробовувати одночасно з пружним елементом або окремо від нього.

При стендових випробуваннях пружних елементів підвіски вибирають оптимальну програму випробувань, яка враховує дійсний характер навантаження в реальних умовах. Перед дослідженням режиму навантаження листової ресори встановлюють розподіл напруг згину і кручення по довжині кожного листа при статичному навантаженні (особливо по довжині корінного листа). Потім в дорожніх умовах одержують гістограму або криву розподілу напруг в якому-небудь одному перерізі корінного листа ресори.

Напруги виміряють за допомогою тензорезисторів, показання яких реєструються на стрічках осцилографа (магнітографа) або лічильниками режимомірів.

При русі автомобіля по нерівній дорозі листова ресора сприймає декілька видів деформації: згинається від сумісної дії вертикального навантаження і реактивного або гальмівного моментів, розтягується або стискається під дією тягових або гальмівних сил, скручується при перекосах моста відносно рами, згинається при дії бічних сил. Проте на стенді не завжди потрібно відтворювати всі види навантаження оскільки це сильно ускладнює випробування. В більшості випадків достатньо навантажувати ресори тільки вертикальною згинаючою силою, що має найбільший вплив на її довговічність.

Правильно оцінити напружений стан в ресорі можна, проаналізувавши руйнування листів ресори. Якщо в експлуатації листи ресори руйнуються біля стрем'янок, то така ресора при стендових випробуваннях повинна піддаватися згинанню лише вертикальною силою, так як в цьому випадку головними руйнуючими напругами є напруги, що створюються вертикальними навантаженням. Якщо в реальних умовах мають місце поломки корінного листа біля вушка ресори, то при стендових випробуваннях необхідно навантажувати ресору вигинаючим моментом, що виникає від вертикальної сили, і моментом що скручує та виникає від, крім того необхідно імітувати гальмівну або тягову силу.

На стенді показаному на рис. 5.5 навантаження здійснюється гідроциліндром 1, який керується електрогідравлічним клапаном 5, що отримує командні сигнали від пристрою 4. Цей пристрій порівнює сигнали, що надходять від програмуючого пристрою 3, і силового перетворювача 2.

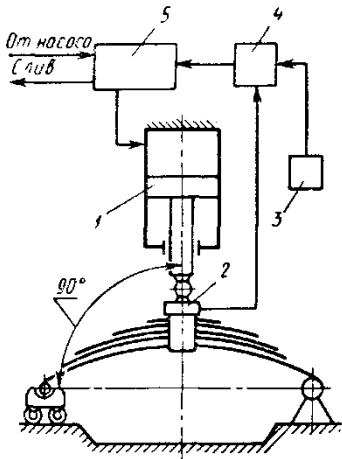


Рисунок 5.5 - Схема стенду для випробування ресор

Перспективним є випробування на довговічність всієї підвіски в зборі. Більш повне відтворення експлуатаційного навантаження підвіски автомобіля можливо на стенді при одночасному навантаженні колеса (або деталі, що його замінить) трьома силами: вертикальною, подовжньою і бічною, прикладеними в зоні контакту. При випробуванні на спеціальних дорогах автополігону одержують дані про довговічність всіх деталей підвіски одночасно. Тип дороги вибирають залежно від задач випробування. В більшості випадків використовують кільцеву дорогу із замощенням булижника спеціального профілю. Режим руху вибирають залежно від двох обставин. По-перше, необхідно отримати ідентичність руйнування при випробуванні і в експлуатаційних умовах. По-друге, коливання кузова автомобіля при русі по дорогах автополігону не повинні позначатися на здоров'ї водія.

*Зміст звіту:* навести методики випробування амортизаторів, випробування підвісок на довговічність, навести схеми стендів та відповісти на контрольні запитання.

### Контрольні питання

1. Як визначається вертикальна, поперечна пружна характеристика підвіски?
2. Як визначається кутова жорсткість підвіски?
3. Що собою являє характеристика опору амортизатора?
4. Що являє собою робоча діаграма амортизатора?
5. Які параметри визначають при випробуванні амортизаторів?

### Практичне заняття №6

#### Лабораторні випробування шин автомобілів

Мета роботи – ознайомитися з методиками лабораторних випробувань шин автомобілів.

#### 6.1. Визначення габаритних розмірів та маси шин

При статичних випробуваннях шин знаходять *геометричні і силові* параметри, а також характеристики та коефіцієнти, що визначають взаємодію колеса з опорною поверхнею.

Розрізняють чотири радіуси еластичного колеса; *вільний, статичний, динамічний і кочення*.

**Вільний** радіус при відсутності навантаження на шину дорівнює половині зовнішнього діаметра шини. Зовнішній діаметр визначають двома способами: вимірюванням діаметра посередині протектора шини в двох-трьох напрямках за допомогою штангенциркуля і кронциркуля і вимірами довжини кола шини мірною стрічкою по найбільшому діаметру.

**Статичний** радіус — відстань від опорної поверхні до центральної точки нерухомого колеса, доступної для установки вимірювального інструмента (центра ковпака, центра напіввісі і т.п.).

Динамічним радіусом колеса називається відстань від осі колеса до опорної поверхні, по якій воно котиться

Для визначення *динамічного* радіуса на вісь автомобіля встановлюють вертикальну напрямну додаткового твердого колеса, що притискається до дороги пружиною. При русі

автомобіля додаткове колесо переміщається по вертикальній направляючій унаслідок зміни динамічного радіуса автомобільного колеса. Ці переміщення записуються на стрічці, що рухається.

**Радіусом кочення колеса**  $r_k$  називається радіус умовного недеформованого колеса, яке має з дійсним однакову кутову і лінійну швидкості.

**Радіус кочення** визначають при русі автомобіля по дорозі з твердим рівним покриттям. Випробування проводять при двох вагових станах автомобіля (без навантаження і з повним навантаженням) з різними швидкостями руху. Радіус кочення визначається за формулою

$$r_k = \frac{S_k}{2\pi n_k}$$

де  $S_k$  — шлях колеса;

$n_k$  — число оборотів колеса на пройденому шляху.

Для визначення радіуса кочення необхідно реєструвати прохідний автомобілем шлях  $s$  і число оборотів  $n_k$  випробовуваного колеса. Обидва параметри визначають за допомогою багаторозривних переривачів, один із яких (для визначення пройденого шляху) установлений на осі п'ятого колеса, а інший (для визначення частоти обертання) зв'язаний з випробовуваним колесом. Сигнали від переривачів передаються на імпульсні лічильники і фіксуються на стрічці осцилографа.

*Маса* шини визначається на дослідницьких вагах з достатньою точністю.

## 6.2. Визначення площі плями контакту, питомого та нормального тиску шини на поверхню

**Питомий тиск** визначають за допомогою сенсорної системи, призначеної для аналізу розподілення тиску в плямі контакту шини с дорожнім покриттям.

Вимірюються розміри плями контакту шини з плоскою поверхнею і розподілення питомого тиску у плямі контакту шини під навантаженням.

Обладнання: прес для визначення статичних характеристик шин і вимірювальний комплекс сімейства XSENSOR™ IX500 (рис. 6.3).

**Площу контакту** шини знаходять по відбитках протектора, одержуваним за допомогою барвника копіювального папера на листі білого чи міліметрового папера.

Нормальні тиски в контактні шини нерухомого колеса вимірюють за допомогою пневматичних перетворювачів, стержнів, з'єднаних з підйомними ваговими пристроями, гумових килимків з рівномірно розташованими конусними виступами і вугільними електричними перетворювачами з реєстрацією вимірюваної величини по шкалі гальванометра. Для виміру напружень у контактні колеса, що рухається, використовують тензорезистори і п'єзоелектричні перетворювачі.

Нормальні тиски в контактні шини нерухомого колеса вимірюють за допомогою перетворювачів, стержнів, з'єднаних з підйомними ваговими пристроями, гумових килимків з рівномірно розташованими конусними виступами і вугільними електричними перетворювачами з реєстрацією вимірюваної величини по шкалі гальванометра. Для виміру напружень у контактні колеса, що рухається, використовують тензорезистори і п'єзоелектричні перетворювачі.

Перетворювач, показаний на рис. 6.1, має два чутливих елементи: порожній стержень 1 і мембранну кришку 3. У нижній частині стрижня в двох взаємно перпендикулярних площинах наклеєні дротяні тензорезистори 4 і 5, з'єднані у два напівмости, один із яких призначений для вимірювання поздовжніх, інший — поперечних дотичних напружень. На верхній кінець порожнього стержня накручується мембранна кришка, на внутрішній поверхні якої наклеєні тензорезистори 2, з'єднані в напівміст, для виміру нормальних тисків.

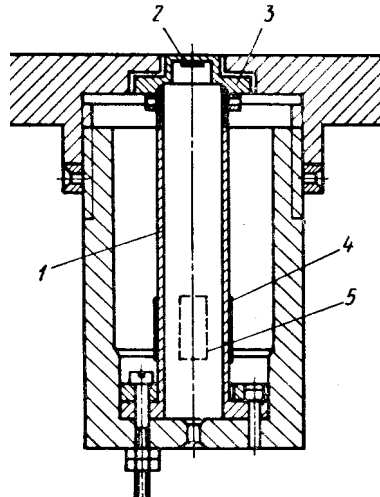


Рисунок 6.1 – Перетворювач тисків

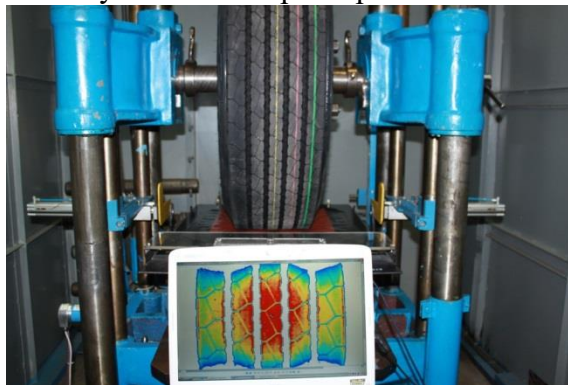


Рисунок 6.2 Епюра тиску шини на опорну поверхню



Рисунок 6.3 Вимірювальний комплекс для визначення епюри тиску шини на поверхню

### 6.3 Визначення пружних властивостей шини

Пружні властивості шини оцінюють коефіцієнтами *жорсткості і демпфірування*. Розрізняють коефіцієнти *нормальної, бічної, крутильної і кутової* жорсткості. Кожний з перерахованих коефіцієнтів визначають по експериментальній пружній характеристиці шини, що записують при ступеневому навантаженні шини, нерухомо закріпленої на опорній поверхні стенда. Деформувати шину можна двома способами: переміщенням обода колеса щодо опорної поверхні чи стенда зсувом опорної поверхні стенда щодо нерухомого обода колеса.

Коефіцієнти нормальної і бічної жорсткості визначають по залежностях між перемінною нормальною чи бічною силою і деформацією шини. Для визначення крутильної жорсткості необхідно одержати залежність крутного моменту, прикладеного до колеса, від кута закручування шини, що визначається по кутовому зсуву точки обода колеса навколо осі його обертання.

Щоб знайти коефіцієнт кутової жорсткості, установлюють зв'язок між перемінним моментом, прикладеним до шини в площині, що відповідає опорній поверхні стенда, і кутовими зсувами точками обода колеса в цій же площині щодо нерухомої в площині контакту точки шини. Вимірювання потрібно проводити при збільшенні і зменшенні навантаження, що прикладається до

шини.

Коефіцієнти динамічної жорсткості відрізняються від коефіцієнтів жорсткості, визначених при статичних випробуваннях ступеневим навантаженням шини. Коефіцієнти динамічної жорсткості і демпфірування шини можна одержати в результаті обробки записів штучно порушуваних вільних згасаючих коливань шини (рис. 6.4). Найпростіше коефіцієнти динамічної жорсткості і демпфірування визначають на стенді (рис. 6.5, а). На балку 2, шарнірно закріплену на стійці 1, установлюють колесо з випробовуваною шиною 3 і вантаж б, що створює нормальне навантаження на колесо. При випробуваннях балка піднімається нагору пристроєм 5 і потім падає, викликаючи вільні коливання всієї системи щодо осі хитання 0. Коливання осі колеса реєструються записуючим пристроєм 4.

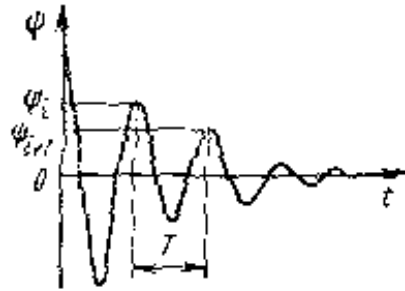


Рисунок 6.4 Згасаючі коливання шини при дослідженні коефіцієнтів динамічної жорсткості

Коефіцієнт динамічної жорсткості  $C_{ш}$  і коефіцієнт демпфірування  $k_{ш}$ , знаходять з виразів

$$C_{ш} = \frac{J_c}{L_0^2} \left( \frac{4\pi^2 + \ln^2 \frac{\Psi_i}{\Psi_{i+1}}}{T^2} \right);$$

$$k_{ш} = \frac{2J_c \ln \frac{\Psi_i}{\Psi_{i+1}}}{L_0^2 T},$$

де  $J_c$  — момент інерції системи відносно осі хитання;

$L_0$  — відстань від осі хитання до осі колеса;

$T$  — умовний період коливань;

$\Psi_i$   $\Psi_{i+1}$  — амплітуди кутових коливань осі колеса щодо осі хитання стенда.

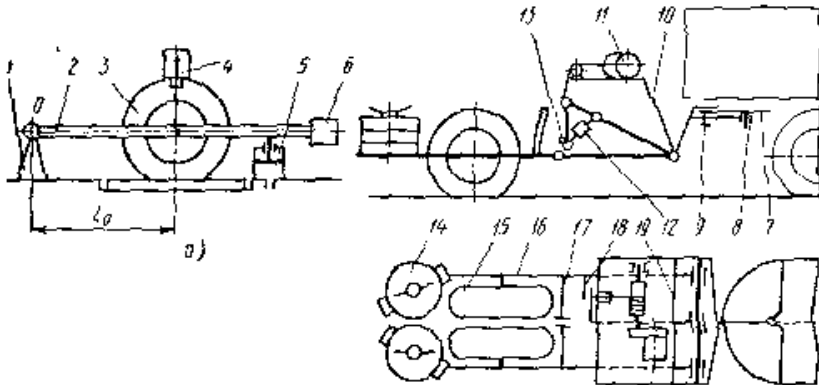


Рисунок 6.5 Схема стенду для визначення коефіцієнтів жорсткості

Для визначення коефіцієнтів жорсткості і демпфірування шин в умовах, близьких до реальних, розроблено пристрій, схема якого показана на рис. 6.5, б. Рама 7 жорстко з'єднана з автомобілем, що буксирує. З нею через шворінь 8 шарнірно з'єднаний кронштейн 10. Стопорний пристрій 9 дозволяє жорстко з'єднати раму з кронштейном. На кронштейні закріплена вісь 19, відносно якої можуть качатися важелі 16. На кожному з важелів змонтовані колеса із шинами 15 і закріплені змінні вантажі 14. Важіль 16, на якому встановлене колесо з випробовуваною шиною 15, має шип 18, а на кронштейні 10 змонтований підйомний пристрій 11 і пристрій 12 для звільнення

колеса, з'єднані з засувкою 13. До важелів 16 прикріплені дві частини 17 перетворювача для реєстрації коливань колеса з випробовуваною шиною.

Перед проведенням випробуванням кронштейн за допомогою стопорного пристрою фіксується на рамі таким чином, щоб площини обертання коліс були рівнобіжні напрямку руху автомобіля, що буксирує. При досягненні заданої швидкості руху піднімальний пристрій опускає засувку вниз і вона, взаємодіючи із шипом, жорстко з'єднує важіль з піднімальним механізмом. Потім піднімальний пристрій піднімає важіль з випробовуваною шиною на необхідну висоту нагору, після чого включається пристрій для звільнення колеса, що виводить засувку з зачеплення із шипом. Колесо вдаряється об опорну поверхню дороги, відскакує від її і, обертаючи, робить вільні вертикальні загасаючі коливання, що фіксуються датчиком переміщень.

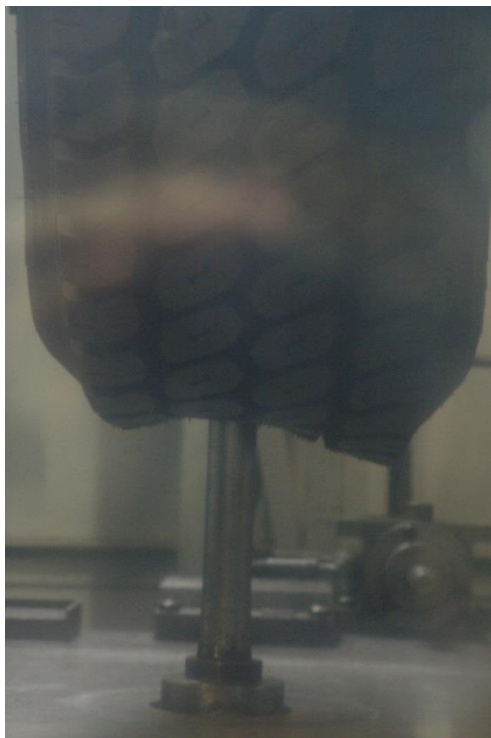
#### **6.4 Статичні випробування шини на міцність**

*6.4.1. Визначення міцності шини.* При даних випробуваннях оцінюються міцнісні характеристики шини, тобто оцінка здатності шини опиратися впливу концентрованих зусиль, що діють у зоні контакту шини з дорогою у вигляді нерівності.

Міцність шини визначається шляхом втиснення циліндричного сталевго плунжера певним діаметром у центральну зону протектора шини до її руйнування або упору плунжера в обід (рис.6.6). При цьому фіксують силу протискування й глибину проникнення плунжера й по них розраховують енергію руйнування шини.



a)



б)



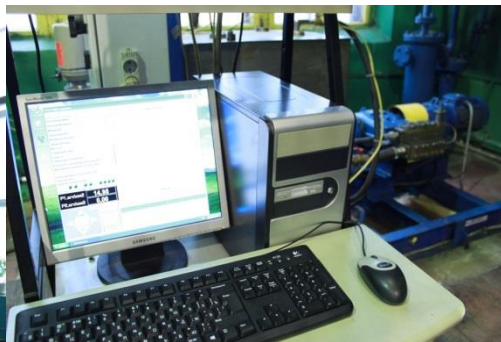
в)

Рисунок 6.6 Статичні дослідження міцності шини

**6.4.2 Визначення енергії руйнування шини.** Шина поміщується в горизонтальному положенні в спеціальне приміщення, що забезпечує безпечне проведення випробування (рис. 6.7). У шину нагнітається вода до тиску, що приводить до руйнування шини. Швидкість наростання тиску в шині від 0,05 до 0,2 МПа у хвилину. Значення внутрішнього тиску в шині реєструється безупинно до її руйнування. По закінченню випробувань шина оглядається й визначається характер її руйнування.



а)



б)

Рисунок 6.7 Визначення енергії руйнування шини

## 6.5 Динамічні випробування шини

**6.5.1 Визначення бокового уведення колеса.** Бічне уведення шин і коефіцієнт опору бічному уведенню визначають при випробуваннях колеса в лабораторних і дорожніх умовах і автомобіля в дорожніх умовах. На стендах відведення шин викликають дією бічної сили, прикладеної до колеса, при його нахилі і повороті.

На стенді, схема якого показана на рис. 6.8, перемінні кути відведення одержують зміною кута повороту площини обертання колеса щодо площини обертання барабана. Кут повороту  $\alpha_{\text{п}}$  змінюють гвинтовим механізмом 2. Бічну силу, прикладену до колеса 3, вимірюють динамометром 1. Барабан 4 приводиться в обертання електродвигуном 5.

На деяких стендах колесо з випробовуваною шиною встановлюють під різними кутами до

поверхні бігового барабана і площини його обертання, що відповідає установці колеса на автомобілі з кутами розвалу і сходження. Сили і моменти, що діють на колесо, записують за допомогою трикомпонентних вимірювальних головок, встановлюваних у маточині колеса.

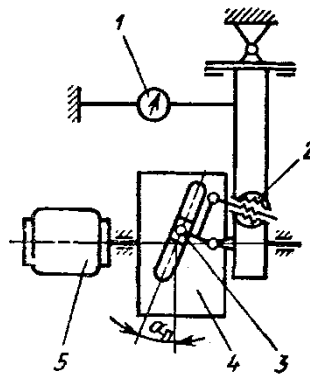


Рисунок 6.8 Схема стелу для визначення бiчного уведення шини в поворотi

На стелдах для комплексного дослiдження роботи шин у широкому дiапазонi дiючих на них навантажень можна вимiрювати багато параметрiв: нормальне навантаження, бiчну i дотичну сили, що стабiлізує, пiдведений крутний гальмiвний моменти, що знимається, рiдiус кочення, втрати на кочення, швидкостi обертання барабану, кути нахилу i повороту колеса, тиск повітря в шинi i температуру в декiлькох точках, нормальне тиск i дотичнi напруження в контактi шини з бiговою поверхнею барабана. По вимiрюваним на стелдi величинам визначають коефiцiєнти опору коченню, нормальної i бiчної жорсткостi й опору бiчному вiдведенню, а також середнiй тиск у контактi.

**6.5.2 Випробування шин на довговiчнiсть.** При дослiдженнi довговiчностi пневматичних автомобiльних шин варто мати на увазi, що шини виходять з ладу в результатi зносу протектора i чи руйнування розшарування каркаса. Знос протектора є основним видом руйнування шини i залежить вiд багатьох конструктивних i експлуатацiйних факторiв. Довговiчнiсть шин визначають у трьох основних випадках: 1) при створеннi нової моделi шини; 2) для дослiдження впливу конструктивних параметрiв автомобiля; 3) для установлення впливу експлуатацiйних факторiв.

Нову модель шини випробують як на стелдi, так i в дорожнiх умовах. В останньому випадку шини встановлюють на автомобiль, ходова частина i пiдвiска якого ретельно вiдрегульованi. Дослiдження впливу на довговiчнiсть шин конструктивних параметрiв автомобiля й експлуатацiйних факторiв може проводитися тiльки в дорожнiх умовах.

Довговiчнiсть шин у лабораторних умовах визначають на шинообкатних стелдах, конструкцiї яких розрiзняються типом опорного пристрою для шини. Найбiльш простим опорним пристроєм є барабан iз зовнiшньою робочою поверхнею (рис. 6.9, а). Однак такий пристрiй має два iстотних недолiки: по-перше, опорна поверхня шини вiдрiзняється вiд реальної; по-друге, при великих швидкостях обертання важко забезпечити надiйне крiплення накладок, що iмiтують рiзнi дорожнi покриття.

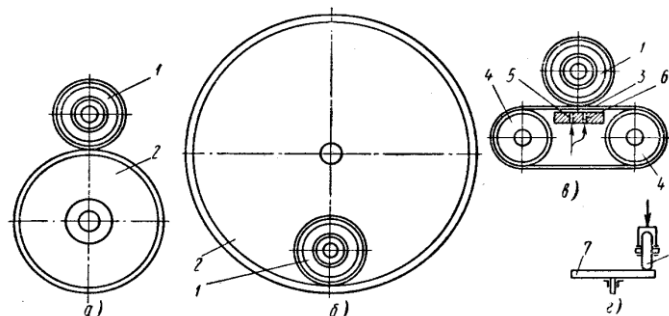


Рис. 6.9

Обидва цi недолiки практично вiдсутнi при використаннi барабана з внутрiшньою робочою

поверхнею (рис. 6.9, б). Однак великі розміри барабана (діаметр до 4 м) сильно ускладнюють конструкцію шинообкатного стенда.

Еластична сталева стрічка (рис. 6.9, в) у зоні контакту лежить на повітряній подушці, що забезпечує найкращі умови контактування шини. Однак на еластичній стрічці важко надійно зміцнити накладки, що імітують дорожні нерівності. Можливе застосування стендів із плоским, горизонтально встановленим диском (рис. 6.9, г). Але внаслідок підвищеного ковзання в зоні контакту вони можуть бути використані тільки для порівняльних випробувань протектора шини на довговічність.

В даний час найбільш поширені шинообкатні стенди з опорною зовнішньою поверхнею барабана (рис. 6.10). Колесо з випробуваною шиною 1 змонтовано на шарнірно укріпленому важелі 2. Шина притиснута гідро- чи пневмоцилиндром 3 до бігового барабана 4, що приводиться в обертання електродвигуном 5. Профіль поверхні бігового барабана відповідає виду випробувань. Змінюючи режим роботи стенда, можна одержати той чи інший вид руйнування шини.

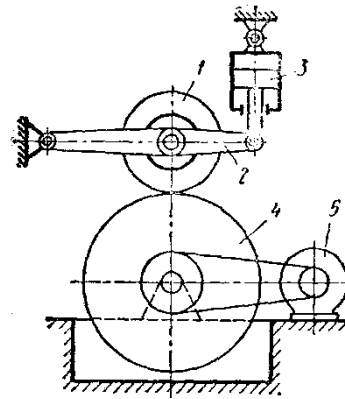


Рисунок 6.10 Схема шинообкатного стенду

Для того щоб результати випробування на стенді давали уяву про експлуатаційну надійність шин, необхідно забезпечити відповідність руйнувань на стенді й в експлуатації, однак при прискореному режимі випробування виконати це украй важко. Тому, як правило, результати стендових випробування використовують для порівняння довговічностей різних моделей шин.

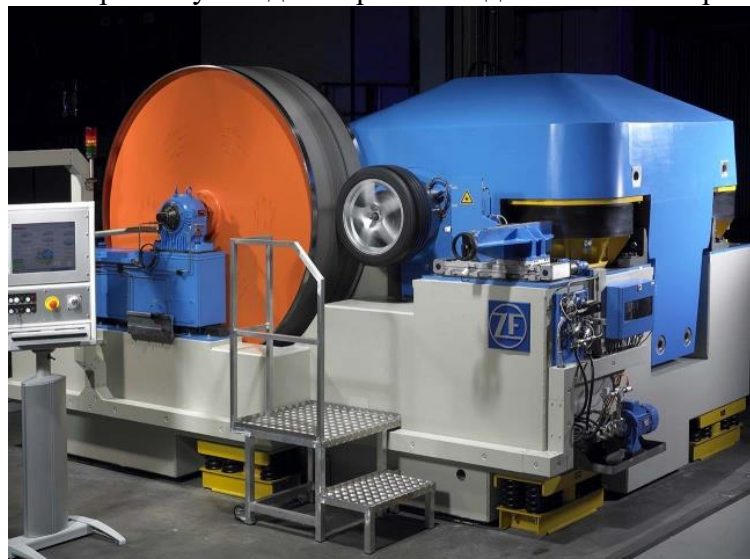


Рисунок 6.11 Зовнішній вид шинообкатного стенду

Для скорочення часу на дослідження шин використовують багатопозиційні шинообкатні стенди (рис. 6.12, 6.13).



Рисунок 6.12 Шестипозиційний шино обкатний стенд.



Рисунок 6.13 Двопозиційний шинообкатний стенд

При стендових випробування внутрішній тиск у шині повинен дорівнювати номінальному, швидкість обертання барабана повинен бути такий, щоб температура не перевищувала максимально можливу температуру шини в умовах експлуатації більш ніж на 15—20° С. Температуру звичайно вимірюють термопарою. Навантаження на шину змінюють по програмі, що імітує характерні дорожні умови.

Найчастіше використовують дві програми – дослідження при зміні швидкості обкатування та навантаження.

При визначенні міцності шини від швидкості відбувається ступеневе збільшення швидкості через кожні 10 хвилин до досягнення максимальної, встановленої для цієї шини. Після закінчення випробування шина не повинна мати дефектів, зміна діаметра шини до і після випробування не повинна перевищувати 3,5%.

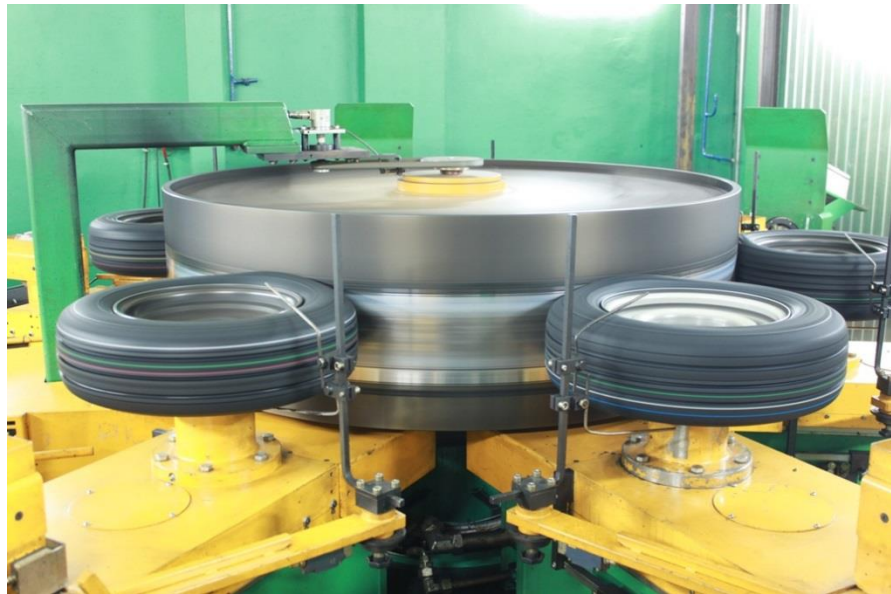


Рисунок 6.14 Випробовування при змінній швидкості обертання

Випробовування проводяться протягом 47 год при постійній швидкості (від 30 до 90 км/год залежно від розміру шини) і ступеневому збільшенню навантаження (від 66 до 114 %). Шина вважається такою, що витримала випробування, якщо після обкатування не має дефектів, а зміна діаметру до і після випробування не перевищує 3,5%.



Рисунок 6.15 Випробовування при змінному навантаженні

При випробуваннях шин на довговічність вибирають методику вимірювання зносу протектора. Найпростіше знос протектора визначають зважуванням колеса через визначені інтервали пробігу. Однак, при цьому способі встановлюють лише сумарний знос. Крім того, для зменшення похибки вимірювання необхідно перед кожним зважуванням ретельно очищати колеса від пилу.

Найбільш розповсюджений метод вимірювання глибини малюнка протектора шини, що дозволяє вивчити динаміку зносу шин за допомогою вимірювального інструмента (рис. 6.16). Основа циферблатного індикатора встановлюється на дві суміжні виступаючі частини протектора шини, а шток уводять у западину, у результаті одержують середню висоту двох суміжних виступаючих частин малюнка протектора, що називається глибиною западини. Похибка вимірювання зв'язана з різним стиском гуми під приладом, розбіжністю положення приладу при послідовних циклах вимірів і т.д.

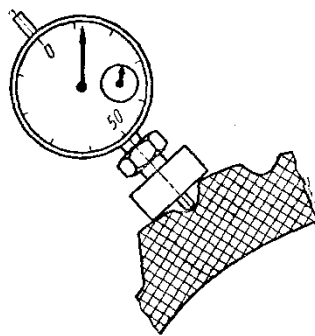


Рисунок 6.16 Визначення глибини протектора механічним приладом

Лазерно-оптичний метод виміру зносу протектора дозволяє автоматизувати процес вимірювання й обробки результатів, збільшити точність і виключити суб'єктивність вимірів. Лазерна установка, принципова схема якої показана на рис. 6.17, має автоматизований пристрій, що повертає, з фіксацією положення шини при кожному повороті. З використанням лазера можливі два методи вимірів.

При першому способі виміру після кожного повороту шини на визначене число градусів проводять її поперечне сканування до повного обороту шини. При другому способі роблять окружне сканування шини, тобто шина повертається на повний оберт щодо фіксованого променя лазера. Дані фіксують в обраних положеннях, наприклад, через кожні 60°. Потім шина переміщується відносно променя лазера в поперечному напрямку до іншого ребра чи западини малюнка для чергового сканування. При окружному скануванні знос малюнка протектора оцінюють по великому числу базових поперечних точок.

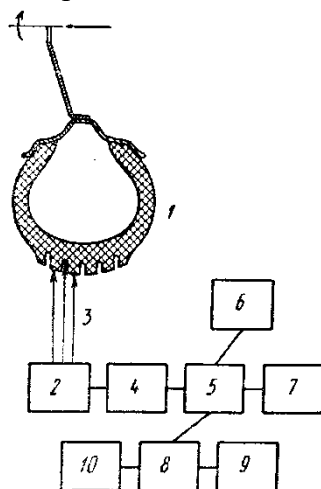


Рисунок 6.17 - Принципова схема вимірювання спрацювання протектора за допомогою лазерної установки

1- шина; 2 – лазерний вимірювальний блок; 3 – промінь лазера; 4 – регістратор вимірювань; 5 - відокремлювальний пристрій; 6 – ручне керування; 7 – автоматичне керування; 8 - ЕОМ; 9 – вихідний пристрій; 10- друкуючий пристрій.

*Зміст звіту:* навести основні параметри шин, що отримуються при випробуваннях, а також методики випробувань, обладнання.

### Контрольні запитання

1. Які параметри шин визначаються при масо-габаритних дослідженнях?
2. Які види випробувань проводять при статичних дослідженнях?
3. Які види випробувань проводять при динамічних дослідженнях?
4. Які параметри шин визначаються при дослідженні пружно-пластичних характеристик?
5. Яке обладнання використовується при дослідженні шин на довговічність?
6. Які режими випробувань на довговічність можуть використовуватися?

Навчально-методичне видання

Експериментальні методи досліджень та випробовування автомобілів

Методичні вказівки до виконання практичних занять з курсу „Експериментальні методи досліджень та випробовування автомобілів” для студентів спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”. - Кропивницький: ЦНТУ, 2018.- 56 с

Укладачі: Красота М.В., Кулешков Ю.В., Шепеленко І.В., Осін Р.А.

Комп'ютерний набір і верстка Красота М.В.