

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

**ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ
АВТОМОБІЛЯ НА ОСНОВІ СТРУКТУРНОГО АНАЛІЗУ ІНФОРМАТИВНИХ
ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ**

Графічна частина

до магістерської кваліфікаційної роботи

зі спеціальності 8.07010601 – Автомобілі та автомобільне господарство
08-29.МКР.012.00.000

Керівник роботи к.т.н., доцент

Кашканов А.А.

Розробив студент гр. 1АТ-15м

Яремчук Т.А.

Вінниця ВНТУ 2017

Метою дослідження є поліпшення діагностичного забезпечення гальмівної системи автомобілів шляхом вдосконалення методів обліку сповільнення і тиску робочого тіла гальмівної системи, що дозволить підвищити достовірність оцінки її технічного стану.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі **завдання**:

- обґрунтувати перспективні методи визначення технічного стану вузлів гальмівної системи;
- визначити інформативні та доступні для вимірювання параметри робочих процесів і створити математичну модель гальмівної системи, яка б дозволила визначити технічний стан кожного її вузла;
- удосконалити метод ідентифікації фаз робочого процесу в гідравлічному приводі гальмівної системи;
- виконати розрахунки, провести дорожні та стендові випробування для перевірки адекватності розроблених математичних моделей.

Об'єкт дослідження – робочі процеси в гальмівних системах автомобілів, які характеризують технічний стан елементів систем.

Предмет дослідження – діагностування гальмівної системи автомобіля з урахуванням сповільнення і тиску робочого тіла.

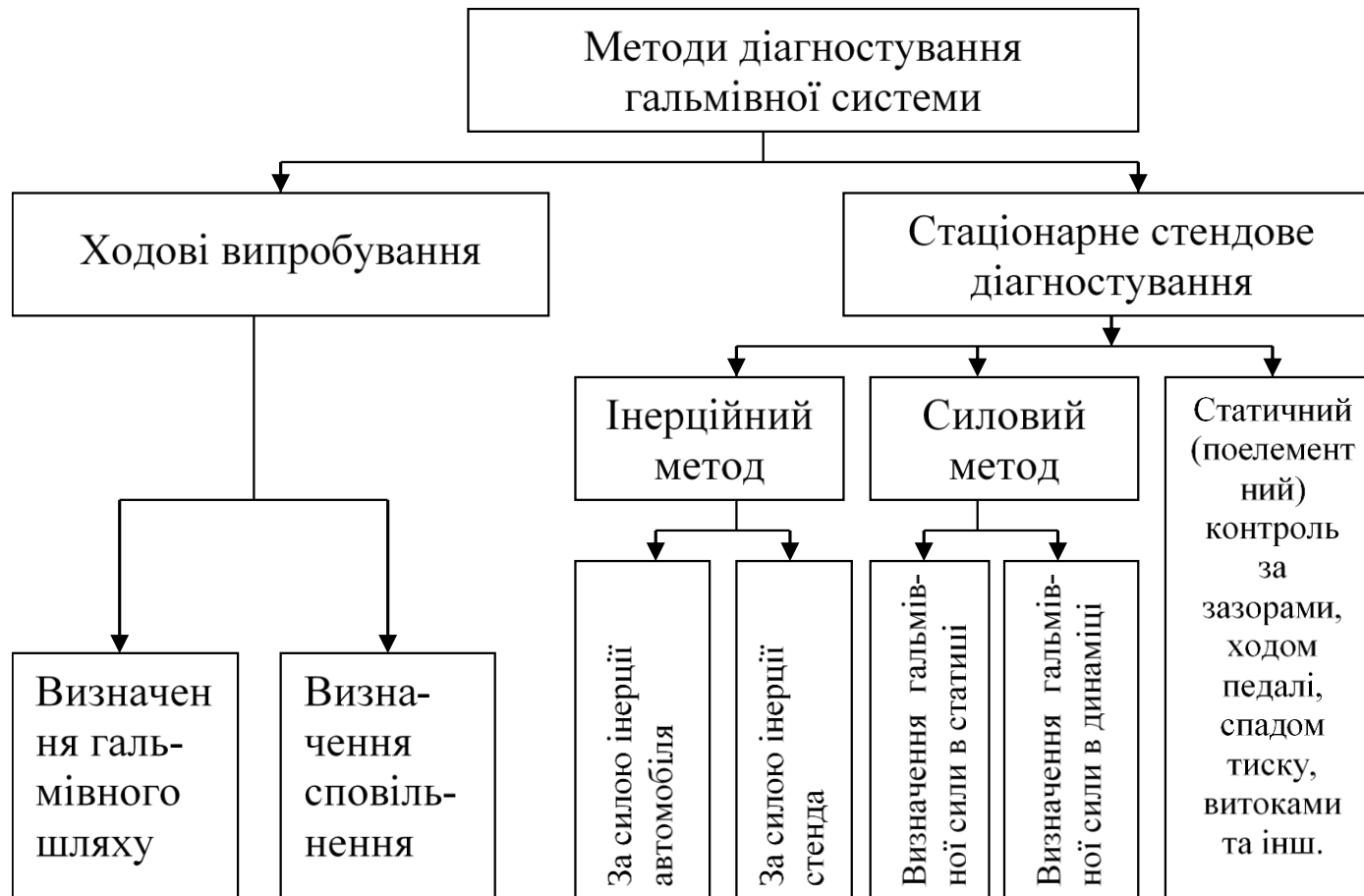
Наукова новизна отриманих результатів

- обґрунтований перспективний підхід до оцінки технічного стану основних вузлів гальмівної системи, що базується на врахуванні сили в педальному приводі і його переміщенні, тиску в системі і швидкості обертання бігових барабанів, що дає можливість визначати фази і параметри робочого процесу гальмування;
- встановлено взаємозв'язок між активним ходом поршня головного гальмівного циліндра, тиском, стискуваністю і витокком робочого тіла в системі, що дозволяє визначити місце і вид виниклої несправності;
- отримав подальший розвиток метод оцінки технічного стану колісного гальмівного механізму за критерієм гальмівної ефективності, який відрізняється тим, що коефіцієнт гальмівний ефективності представлений як відношення сповільнення до тиску в гальмівному механізмі.

Практична значимість отриманих результатів

Математична модель дозволяє визначати технічний стан кожного вузла гальмівної системи. Виконано розрахунки, проведені дорожні та стендові випробування, в результаті яких перевірена адекватність розроблених математичних моделей, ступінь готовності розроблених технічних засобів і накопичена база даних. Результати наукового дослідження можуть використовуватися в науково-дослідних лабораторіях та підприємствах автомобільного транспорту.

Методи діагностування гальмівних систем автомобілів



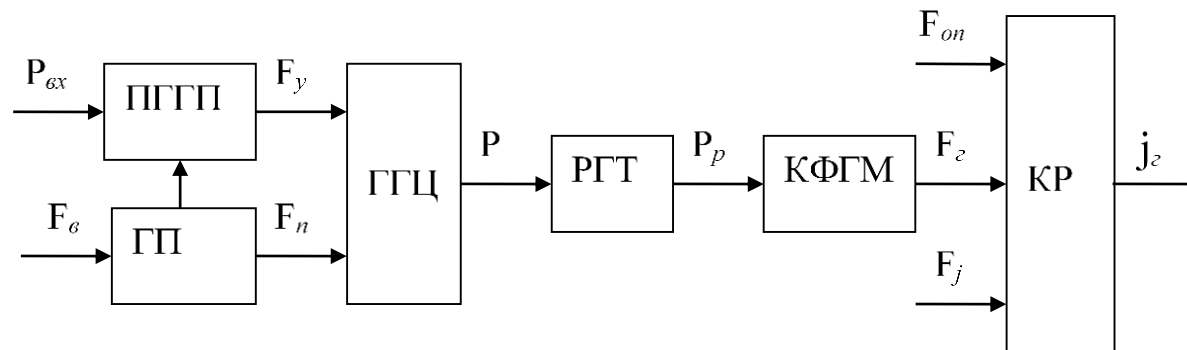
Структурна схема діагностування гальм з гідравлічним приводом



Класифікація засобів діагностування гальм автомобілів



Схема формування гальмівної сили в системі з гідравлічним приводом і підсилювачем гальмівного приводу



ГП - гальмівна педаль;

ПГГП - підсилювач гідравлічного гальмового приводу;

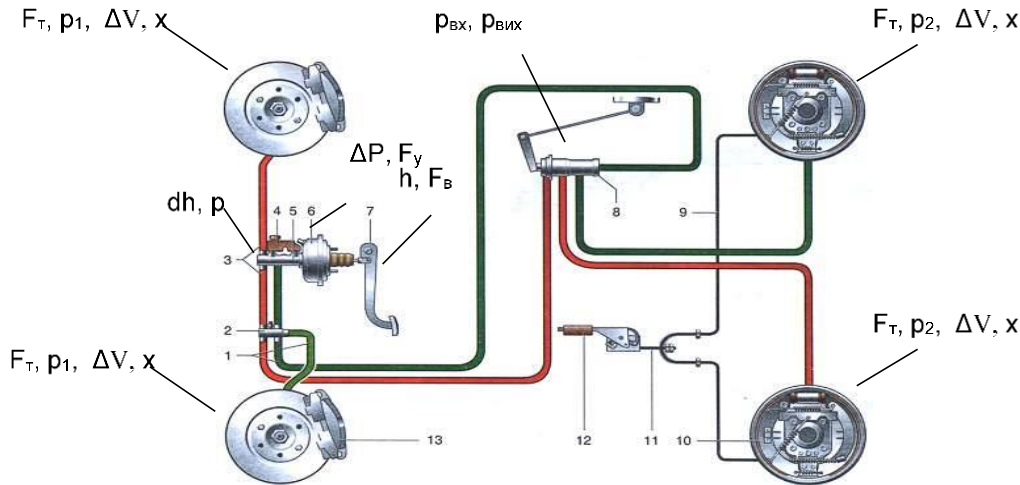
ГГЦ - головний гальмівний циліндр;

РГТ - регулятор гальмівного тиску.

Виконавчий гальмівний механізм, позначений на схемі КФГМ - колісний фрикційний гальмівний механізм, є кінцевим вузлом аналізованої гальмівної системи. Однак створюваний в ньому гальмівний момент при гальмуванні врівноважується моментом штовхальної сили інерції. Тому в структурну схему включений колісний рушій (КР), на якому замикається силова ланцюг.

Математична модель зміни технічного стану гальмівної системи

Розрахункова схема процесів в гальмівній системі



$$\frac{\Delta K_9}{K_9} = \frac{\Delta j_m}{j_m} - \frac{\Delta p}{p} + \frac{\Delta A_2}{A_2} + \frac{\Delta m_{np}}{m_{np}}$$

$$\frac{\Delta A_2}{A_2} = \frac{\Delta r_{mp}}{r_{mp}} + \frac{\Delta z}{z} - \frac{\Delta r_k}{r_k} \quad j_m \cdot m_i = A_2 \cdot \mu \cdot p$$

Рівняння руху рухомих деталей приводу

$$\frac{dV_2}{d\tau} = s_2 \cdot c_2 = s_2 \cdot \frac{dh_2}{d\tau} = \frac{s_2}{i_n} \cdot \frac{dh_{np}}{d\tau} \quad \frac{dV_p}{d\tau} = s_p \cdot c_p = s_p \cdot \frac{dh_p}{d\tau}$$

Рівняння об'ємного балансу

$$s_2 \cdot c_2 \cdot d\tau = \alpha \cdot \beta \cdot V_c \cdot dp + \sum Q_j \cdot d\tau \quad Q_y = \mu_y \cdot f_3 \cdot \sqrt{p/\rho}$$

Баланс сил в гідравлічному гальмівному приводі

$$F_n + F_y = (i_n + k_y - k_{np} - \mu_n) \cdot F_6$$

$$p = \frac{i_n + k_y - k_{np} - \mu_n}{s_2 + \mu_{y2} \cdot s_{y2}} \cdot F_6$$

$$(i_n + k_y - k_{np} - \mu_n) \cdot F_6 = p \cdot (s_2 + \mu_y \cdot s_y)$$

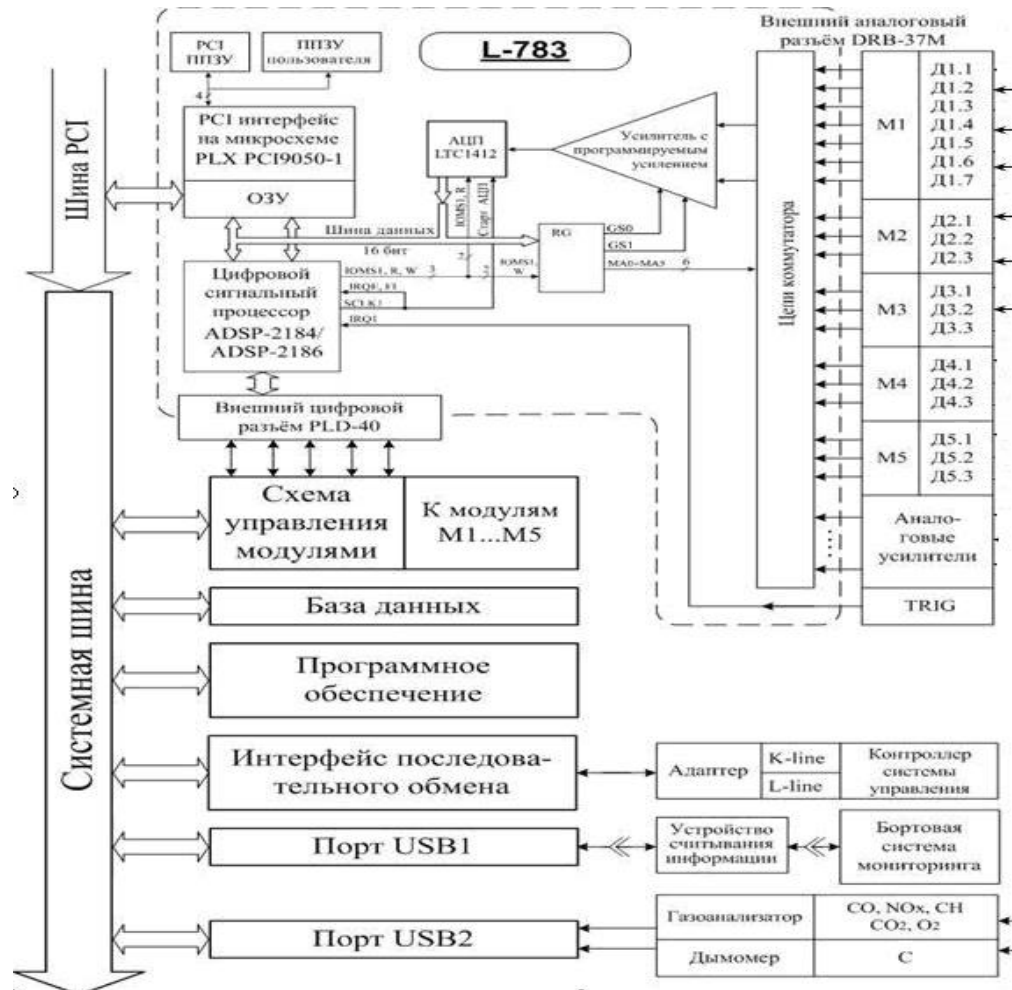
$$dp = \frac{dV_2}{\alpha \cdot \beta \cdot V_c} - \frac{1}{\alpha \cdot \beta \cdot V_c} \cdot (Q_{y2} + Q_{yn} + Q_{y3}) \cdot d\tau$$

Виконавчий гальмівний механізм

$$F_T = s_p \cdot \frac{r_6}{r_k} \cdot (i_1 + i_2) \cdot \mu \cdot p_p$$

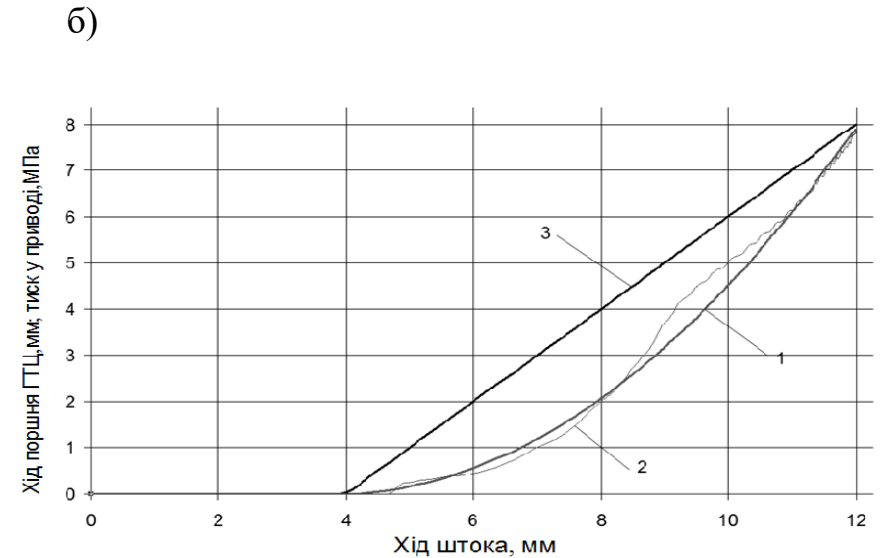
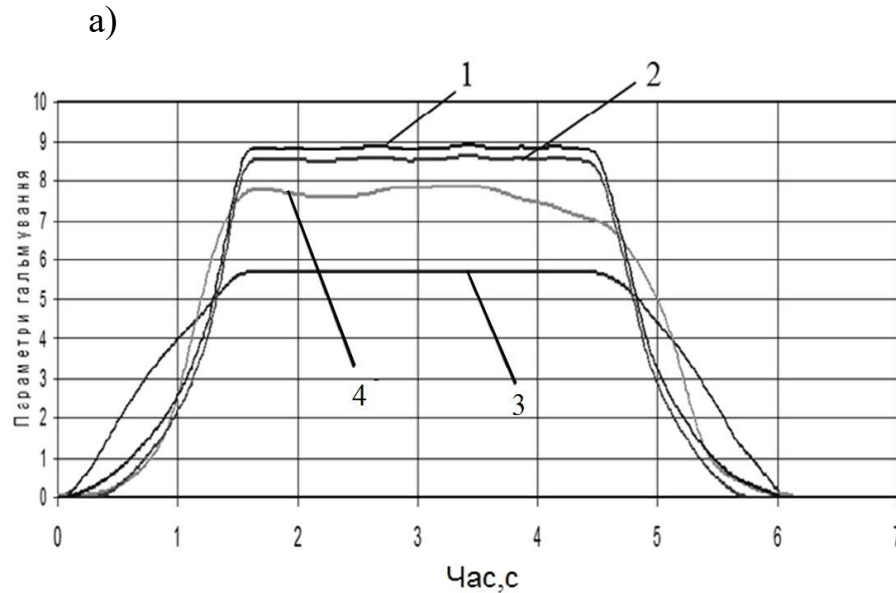
$$F_T = 2 \cdot s_p \cdot \frac{r_{mp}}{r_k} \cdot \mu \cdot p_p$$

Структурна схема комплексу програмно-апаратних засобів



Програмно-апаратний комплекс складається з персонального комп'ютера, плати АЦП (L-783) і програмного забезпечення Power Graph, яке виконує функцію візуалізації, запису, обробки й зберігання аналогових сигналів, редагування, математичної обробки й аналізу даних; імпорту й експорту даних, які реєструються за допомогою аналого-цифрових перетворювачів

Результати перевірки адекватності моделі

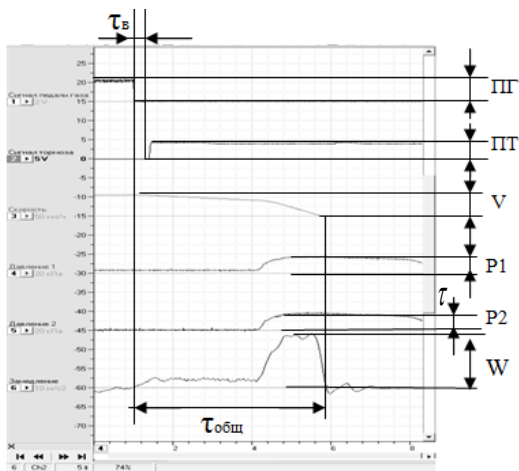


1 – розрахунковий тиск; 2 – вимірний тиск; 3 – переміщення педалі;
4 – сила натискання на педаль

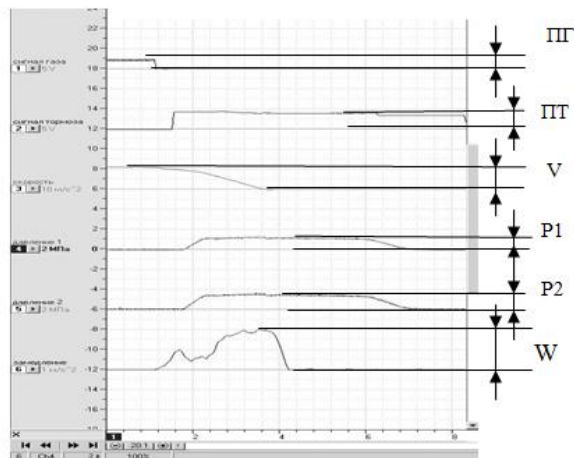
а) переміщення педалі, сила натискання на педаль і тиск як функції часу;
б) залежність тиску від переміщення штока привода

Перевірка адекватності моделі проводилася по спрощеній моделі для автомобіля Skoda Octavia 1,8T. Порівняння результатів фізичного й математичного моделювання дає підстави стверджувати, що математична модель адекватно описує процеси в ГС. Розбіжності результатів становить 13%.

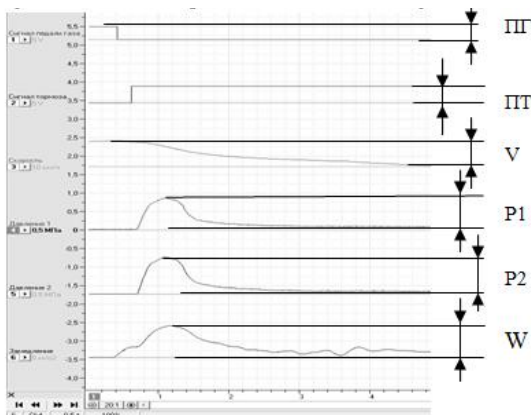
Результати моделювання несправностей у гальмівній системі (стендові випробування)



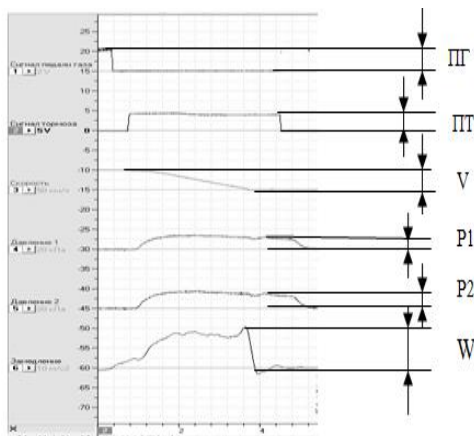
а)



б)



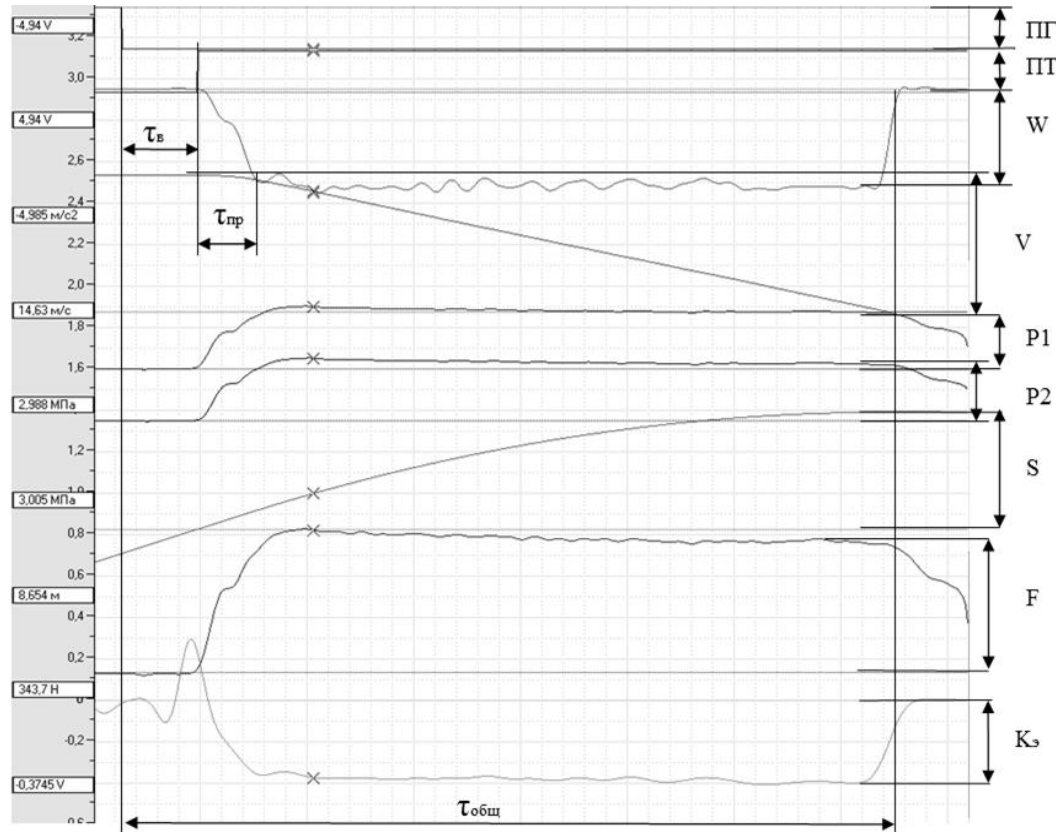
в)



г)

- а) повітря в ГС;
 б) зниження площі накладок;
 в) виток рідини
 г) поверхня накладки в маслі чи гальмівній рідині;
 ПГ – положення педалі газа;
 ПТ – положення педалі гальма;
 V – швидкість автомобіля;
 τ – час;
 P1 – тиск в передньому контурі системи;
 P2 – тиск в задньому контурі системи

Результати дорожніх випробувань



ПГ – сигнал педалі газу;
 ПТ – сигнал педалі гальма;
 V – швидкість;
 W – стале уповільнення;
 S – гальмівний шлях;
 P1 – тиск у задньому контурі системи;
 P2 – тиск у передньому контурі системи;
 F – сила натискання на педаль;
 τ_b – час реакції водія;
 $\tau_{пр}$ – час спрацьовування привода;
 $\tau_{общ}$ – загальний час гальмування;
 K_e – коефіцієнт гальмівної ефективності

Дорожні випробування мали мету підтвердити відтворюваність результатів, отриманих на стенді. Несправності не моделювалися. На етапі дорожніх випробувань автомобіля другого класу ставили завдання оцінити працездатність вимірювальних засобів і ефективність програмного забезпечення «Power Graph» при визначенні основних вимірників процесу гальмування, які передбачені нормативними документами: уповільнення, гальмівного шляху й часу гальмування

Основні наукові і практичні результати, викладені в роботі

1. Проведений аналіз літературних джерел показав, що існуючі методи діагностування гальмівної системи, використовуючи інформацію про сповільнення автомобіля, про переміщення педального приводу і сили натискання на нього, дозволяють визначити лише загальний технічний стан системи. В діагностичних моделях не використовують параметри, що дозволяють визначити фази робочого процесу і переміщення поршня ГГЦ, не враховується стисливість і виток робочого тіла, а, отже, не встановлено дійсний зв'язок між ходом поршня і тиском, що не дозволяє достовірно визначити причину і місце виниклої несправності.

2. На підставі аналізу робочих процесів гальмівної системи з гідравлічним приводом визначені структурні і діагностичні параметри, на підставі яких складена діагностична модель, що дозволяє встановити взаємозв'язок між активним ходом поршня, тиском, стисливістю і витокком робочого тіла. Запропонована модель дозволяє за результатами випробувань, в автоматичному режимі отримати статичні характеристики гідроприводу як функції $P=f(h_p)$, $P=f(F_b)$ і визначити характерні несправності: підвищені зазори в механізмах, наявність повітря в системі, виток робочого тіла, працездатність підсилювача гальма. Перевірка адекватності моделі показала, що похибка моделювання не перевищує 13%.

3. Теоретично обгрунтований і підтверджений експериментально метод визначення фаз робочого процесу в гідроприводі, заснований на синхронному запису і переміщенні педального приводу і тиску робочого тіла в системі з подальшою автоматичною побудовою діаграм переміщення поршня ГГЦ і швидкості наростання тиску (ШНТ). В результаті випробувань показано, що в першій фазі робочого процесу, пов'язаній з перекриттям впускного отвору, ШНТ дорівнює нулю, коли поршень ГГЦ переміщається на 1,4 мм, а тиск в системі не підвищується. У другій фазі процесу поршень ГГЦ переміщається на 2 мм, витісняючи робоче тіло в колісні механізми і компенсуючи зазори в них. Тиск наростає повільно до 0,2 ... 0,3 МПа, ШНТ в цій фазі мала і практично постійна. Для третьої фази процесу, що відповідає активному ходу поршня, характерний інтенсивний ріст тиску і висока ШНТ. При наявності повітря в системі сумарний хід поршня ГГЦ в трьох фазах склав 12 мм.

4. Рекомендовано виконувати діагностичні процедури в два етапи. Перший етап – випробування гідроприводу в статичному режимі, коли колеса автомобіля нерухомі. При цьому наявність повітря в системі призводить до повільного наростання тиску і збільшення коефіцієнта стисливості на два-три порядки і збільшення активного ходу поршня в три-чотири рази (з 2 мм до 8,6 мм), а у разі порушення герметичності системи, повторне натискання на педаль гальма призводить до витіснення частини повітря і зростання тиску 1 ... 2 МПа. Повторення цих операцій при непрацюючому і працюючому двигуні дозволяє перевірити працездатність вакуумного підсилювача. Другий етап – динамічні випробування на дорозі – дозволяють визначити чисельні значення показників згідно з нормативними документами.

5. Запропоновано оцінку технічного стану колісного гальмівного механізму визначати при динамічних випробуваннях на стенді з біговими барабанами за коефіцієнтом гальмівної ефективності, на відміну від відомих формул, як відношення сповільнення до тиску в системі.

6. Використання основних результатів дисертаційної роботи дозволяє визначити технічний стан ГГЦ, герметичність системи, стан вузлів тертя, стан підсилювача, наявність повітря в системі і може бути рекомендовано станціям технічного обслуговування для діагностики гальмівної системи.