БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА
БР.АТ - 85.00.00.000 ПЗ
Група АТ – 22-2
Юркевич Олег

2026

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
Міністерство освіти і науки України
Інститут інженерної механіки та робототехніки
Кафедра автомобільного транспорту

Юркевич Олег Володимирович
(прізвище, ім'я, по батькові)

УДК 653.13.07
(індекс)

БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА

Тема: Дослідження ефективності роботи автомобільних електронних систем стабілізації .
(назва роботи)

Автомобільний транспорт
(назва освітньої програми)

274-Автомобільний транспорт
(шифр і назва спеціальності)

_____
(підпис, ініціали та прізвище здобувача освітнього ступеня)

Науковий керівник Криштопа Святослав Ігорович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Допущено до захисту
Завідувач кафедри

_____
(підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Рецензент

_____
(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Івано-Франківськ – 2026

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Інститут інженерної механіки
Кафедра автомобільного транспорту
Освітньо-кваліфікаційний рівень: бакалавр
Спеціальність: „Автомобільний транспорт”

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завкафедрою АТ

_____

„____” _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ

Бакалавр Юркевич Олег Володимирович
(прізвище, ім’я, по-батькові)

1. **Тема** „Дослідження ефективності роботи автомобільних електронних систем стабілізації” затверджена наказом по університету від _____ №_____
2. Термін здачі студентом закінченого проекту (роботи) 19.06.2026 р.
3. Вихідні дані до проекту: провести дослідження ефективності роботи автомобільних електронних систем стабілізації та надати відповіді на питання: в яких випадках зимою краще використовувати зимові нешиповані та шиповані шини на сучасних автомобілях, які обладнані ESP.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити) Вступ. 1. Будова, принцип дії та застосування електронних систем контролю стійкості. 2. Теоретичні дослідження φ-s діаграм для автомобіля з ESP, оснащеного шипованими та нешипованими шинами. 3. Програма і методика експериментальних досліджень ефективності роботи системи ESP. 4. Результати експериментальних досліджень ефективності роботи системи ESP 5. Експериментальні дослідження процесу діагностики автомобільних систем активної безпеки. Висновки. Список використаних джерел. Додатки.
5. Перелік аркушів презентаційного графічного матеріалу:
   1 Тема БР
   2 Загальна будова системи стабілізації ESP
   3 Давачі системи стабілізації ESP
   4. Математична модель ковзання автомобіля під час роботи системи ESP
   5. *Ф-S* діаграми гальмівного режиму колеса на різних покриттях
   6 Експериментальні дослідження ефективності роботи системи ESP
   7 Результати експериментальних досліджень ефективності роботи системи ESP
   8 Двовимірні діаграми для зимових шипованих та нешипованих шин на льоду та асфальті
   9 Тривимірні діаграми для зимових шипованих та нешипованих шин на льоду та асфальті
   10-11 Залежності швидкостей коліс, кута повороту керма, кутових швидкостей автомобіля щодо вертикальної осі від часу для шин без шипів та з шипами
   12 Експериментальні дослідження діагностики системи ESP
   13 Результати експериментальних дослідження з діагностики системи ESP
   14 Висновки

Керівник _____ /С. Криштопа /
Особистий підпис Розшифровка підпису

Завдання прийняв до виконання _____
Особистий підпис Розшифровка підпису

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер і назва етапів проекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту	Примітка
Вступ.	30.04.	
1 Розділ	02.05.	
2 Розділ	10.05.	
3 Розділ	15.05.	
4 Розділ	20.05.	
5 Розділ	31.05.	
6 Розділ	03.06.	
Графічна частина (презентація).	14.06.	
Висновки. Список використаних джерел.	17.06.	
Готовність проекту до попереднього захисту	19.06.	

Бакалавр _____
Особистий підпис Розшифровка підпису

Керівник проекту _____ /С. Криштопа /
Особистий підпис Розшифровка підпису

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної бакалаврської роботи на тему: „Дослідження ефективності роботи автомобільних електронних систем стабілізації” складається із 85 аркушів формату А4, на яких містяться 5 розділів, 12 таблиць, 28 рисунків.

У відповідності із завданням у представленому дипломному проекті проведені дослідження ефективності роботи автомобільних електронних систем стабілізації та надано відповіді на питання: в яких випадках зимою краще використовувати зимові нешиповані та шиповані шини на сучасних автомобілях, які обладнані ESP.

Розглянуто будову, принцип дії та застосування електронних систем контролю стійкості. Зроблені теоретичні дослідження φ-s діаграм для автомобіля з ESP, оснащеного шипованими та нешипованими шинами. Розроблена математична модель ковзання автомобіля під час роботи системи ESP. Розроблені програма і методика експериментальних досліджень ефективності роботи системи ESP. Виконані та наведені результати експериментальних досліджень ефективності роботи системи ESP. Виконані експериментальні дослідження процесу діагностики автомобільних систем активної безпеки.

Встановлені залежності швидкостей коліс, кута повороту керма, кутових швидкостей автомобіля щодо вертикальної осі від часу для шин без шипів та з шипами. Одержані експериментально осцилограми справних та несправних датчиків та виконавчих механізмів системи ESP дозволять удосконалити технологію діагностики систем стабілізації.

Ключові слова: система стабілізації, математична модель, ковзання автомобіля, ESP, осцилограми, шиповані шини.

THE ABSTRACT

Explanatory note to the qualification bachelor's thesis on the topic: "Research on the efficiency of automotive electronic stabilization systems" consists of 85 sheets of A4 format, which contain 5 sections, 12 tables, 28 figures.

In accordance with the task in the presented diploma project, research on the efficiency of automotive electronic stabilization systems was conducted and answers were given to the question: in which cases in winter it is better to use winter non-studded and studded tires on modern cars equipped with ESP.

The structure, principle of operation and application of electronic stability control systems were considered. Theoretical studies of φ-s diagrams for a car with ESP equipped with studded and non-studded tires were conducted. A mathematical model of vehicle slippage during the operation of the ESP system was developed. A program and methodology for experimental studies of the efficiency of the ESP system were developed. The results of experimental studies of the efficiency of the ESP system were performed and presented. Experimental studies of the diagnostic process of automotive active safety systems were performed.

The dependences of wheel speeds, steering angle, and vehicle angular velocities relative to the vertical axis on time for studless and studded tires have been established. Experimentally obtained oscillograms of working and faulty sensors and actuators of the ESP system will allow improving the technology of diagnosing stabilization systems.

Keywords: stabilization system, mathematical model, vehicle slip, ESP, oscillograms, studded tires.

ЗМІСТ

с.

ВСТУП.....6
1 БУДОВА, ПРИНЦИП ДІЇ ТА ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОННИХ СИСТЕМ КОНТРОЛЮ СТІЙКОСТІ …….....8
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ φ-S ДІАГРАМ ДЛЯАВТОМОБІЛЯ З ISP, ОСНАЩЕНОГО ШИПОВАНИМИ ТА НЕШИПОВАНИМИ ШИНАМИ …….....26
3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СИСТЕМИ ESP …….....34
4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СИСТЕМИ ESP …….....46
5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ДІАГНОСТИКИ АВТОМОБІЛЬНИХ СИСТЕМ АКТИВНОЇ БЕЗПЕКИ …….....57
ВИСНОВКИ.....71
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ НА ДЖЕРЕЛА.....70
ДОДАТКИ. ПРЕЗЕНТАЦІЯ……..…….72

ВСТУП

Важливим етапом в удосконаленні конструкції автомобіля стало покращення електронних систем, таких як, антиблокувальна система (АБС) і електронна система контролю стійкості (ЕКС). Відповідно до Правил ЄЕКООН №13Н - 00 [1], які включають деякі вимоги до ефективності дії систем ЕКС. Детальніше питання ефективності дії систем ЕКС розглянуті в глобальних технічних правилах №8 [2], де ефективність дії системи ЕКС визначається за наслідками виконання маневру «усічена синусоїда» із застосуванням кермового робота.

Після виконання випробувального маневру оцінюються швидкості відведення та бічний зсув автомобіля через певні інтервали часу після завершення повороту кермового колеса. Недоліком такого методу є обмежена область застосування. Випробування проводяться на покритті з високим коефіцієнтом зчеплення застосовуючи не шиповані шини. Проте очевидно, що втрата стійкості та керованості автомобіля більш вірогідна на поверхні з низьким коефіцієнтом зчеплення (лід, трамбований сніг. запилений та вологий асфальт).

Не дивлячись на те, що система ЕКС вже є обов'язковою при сертифікації на покриттях з низьким коефіцієнтом зчеплення, вона не перевіряється. Вона також не перевіряється і на зимових шинах, зокрема, на шипованних. Відсутній критерій і методика визначення ефективності дії системи ЕКС на обледенілій поверхні, для автомобіля з шипованими шинами.

Використовуючи досвід попередніх робіт, де була доведена можливість зниження ефективності дії АБС при оснащенні автомобіля шипованими шинами на обледенілій поверхні, можна припустити про актуальність дослідження питання удосконалення електронної системи контролю стійкості.

Однією з причин цього є різна характеристика φ - S діаграм для шипованої шини по відношенню до нешипованої шини, як в повздовжньому, так і в поперечному напрямі на опорній поверхні з низьким коефіцієнтом зчеплення (зокрема лід).

Тому актуальним питанням для практики буде надати відповіді на питання: в яких випадках зимою краще використовувати зимові нешиповані та шиповані шини на сучасних автомобілях, які обладнані ESP?

1. БУДОВА, ПРИНЦИП ДІЇ ТА ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОННИХ СИСТЕМ КОНТРОЛЮ СТІЙКОСТІ

1.1 Історичний огляд

Електронна система контролю стійкості (ESP) з'явилася в процесі розвитку антиблокувальних систем (АБС). Перші дослідні зразки системи ESP застосовано у 1992 році, а в 1995 році вона вже з'явилася на серійних автомобілях [3]. На сьогодні система ESP включає АБС та протибуксувальну систему (ПБС). Виробники автомобілів застосовують велика кількість абревіатур, для позначення ESP, зокрема:

- ASC (Active Stability Control) і ASTC (Active Skid and Traction Control), застосовується у автомобілях: Mitsubishi;
- Advance Trac, використовується в автомобілях: Lincoln, Mercury;
- CST (Controllo Stabilita), застосовується у автомобілях: Ferrari;
- DSC (Dynamic Stability Control), застосовується у автомобілях: BMW, Ford (тільки в Австралії), Jaguar, Land Rover, Mazda, MINI;
- DSTC (Dynamic Stability and Traction Control), застосовується у автомобілях: Volvo;
- ESC (Electronic Stability Control),застосовується у автомобілях: Chevrolet, Hyundai, Kia;
- ESP (Elektronic Stability Program) застосовується у автомобілях: Audi, SKODA, Volkswagen, Bentley, Bugatti, Chery, Chrysler, Citroen, Dodge, Daimler, Fiat, Holden, Hyundai, Jeep, Kia, Lamborghini, Mercedes Benz, Opel, Peugeot, Proton, Renault, Saab, Scania, SEAT, Smart, Suzuki, Vauxhall;
- _IVD (Interactive Vehicle Dynamics), застосовується у автомобілях: Ford;
- MSP (Maserati Stability Program), застосовується у автомобілях: Maserati;
- PCS (Precision Control System), застосовується у автомобілях: Oldsmobile (виробництво яких припинене в 2004 році);
- PSM (Porsche Stability Management), застосовується у автомобілях: Porsche;
- RSC (Advance Trac with Roll Stability Control), застосовується у автомобілях Ford;
- Stability Trak, застосовується у автомобілях: Buick, Cadillac, Chevrolet (на Corvette називається Active Handling), GMC Truck, Hummer, Pontiac, Saab, Saturn;
- VDC (Vehicle Dynamic Control), застосовується у автомобілях: Alfa Romeo, Fiat, Infiniti, Nissan, Subaru;
- VDIM (Vehicle Dynamics Integrated Management) з VSC (англ. Vehicle Stability Control), використовується в автомобілях: Toyota, Lexus;
- VSA (Vehicle Stability Assist), застосовується у автомобілях: Acura,

Honda, Hyundai.

На сьогодні найбільшого поширення набула абревіатура ESP - Electronic Stability Program.

1.2 Огляд конструкції електронної системи контролю стійкості з гідравлічним приводом робочої гальмівної системи

Для оцінки параметрів руху автомобіля система ESP отримує сигнали з сенсорів та обробляє отриману інформацію (рис. 1.1). Таким чином, система здійснює порівняння фактичних параметрів руху автомобіля з розрахунковими, які відповідають куту повороту кермового колеса і швидкості руху автомобіля. Якщо ж фактичні параметри не відповідають розрахунковим, то система ESP коректує їх.

Виробники застосовують два типи сенсорів частоти обертання колеса: пасивні (магнітні) та активні (напівпровідникові) [4]. Пасивний сенсор складається з котушки та сердечник (рис. 1.2).

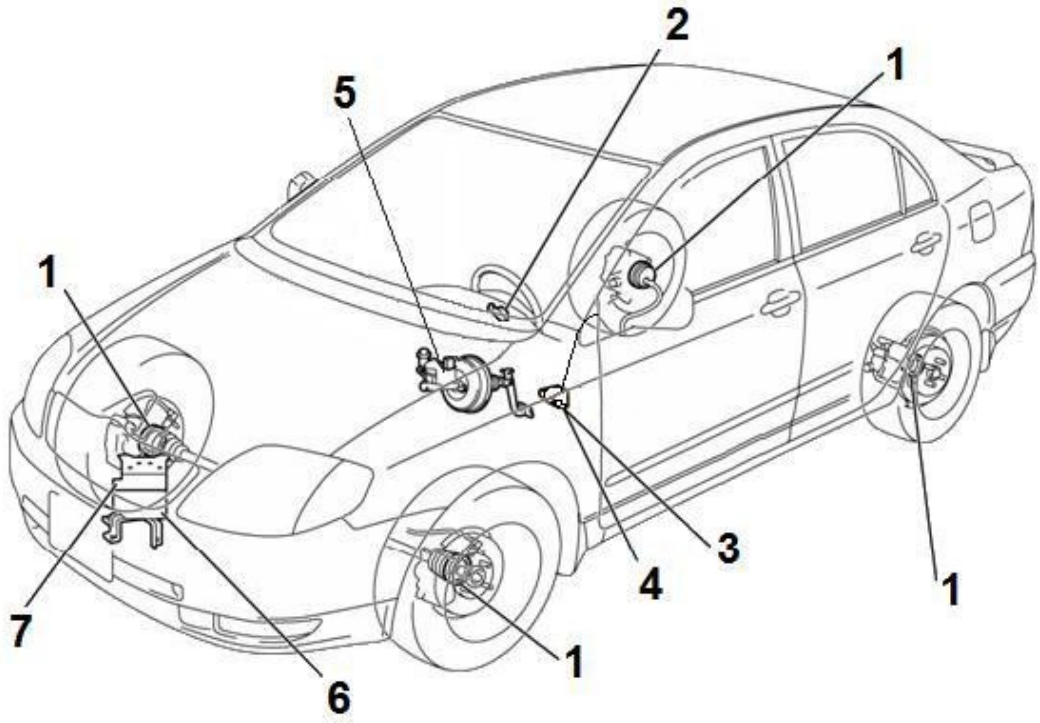


Рисунок 1.1 – Розташування сенсорів та блоків управління системи ESP [4]: 1 - сенсори частоти обертання коліс; 2 - сенсор кута повороту кермового колеса; 3-сенсорвідведення; 4 – сенсор повздовжніх і поперечних прискорень; 5 - сенсор тиску в головному гальмівному циліндрі (ГТЦ); 6 – електронний блок системи ESP; 7 – гідравлічний блок

Сердечник сполучений з магнітом. Ротор, що обертається, має зубчатий вінець, біля якого розташований сенсор. Коли зазор між сердечником та ротором змінюється, індукується електричний струм, частота якого прямо пропорційна кутовій швидкості обертання колеса. Отримана інформація від

сенсора передається по спеціальному кабелю до блоку управління ESP. Пасивні індукційні сенсори бувають однополюсними та двополюсними.

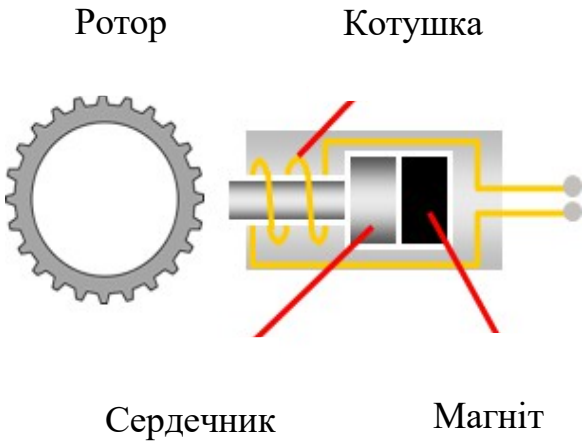


Рисунок 1.2 – Пасивний сенсор частоти обертання колеса

Принцип дії активних сенсорів заснований на ефекті Хола. В корпус сенсора встановлено напівпровідникову пластину, до граней якої підводять електричний струм. Кільце постійного магніту кріпиться до маточини колеса і обертається разом з нею. В результаті, зміни магнітного поля переміщають електрони на один з країв пластини А або В, згідно ефекту Хола (рис. 1.3). Концентрація електронів на одному з країв пластини буде обумовлена полярністю магнітного поля. При обертанні колеса за годинниковою стрілкою електрони накопичуються на верхньому краю пластини, в області А, проти годинникової - в нижньому краю, в області В. Мікросхеми перетворять сигнал, та на виході виникає напруга, яка передається блоку управління.

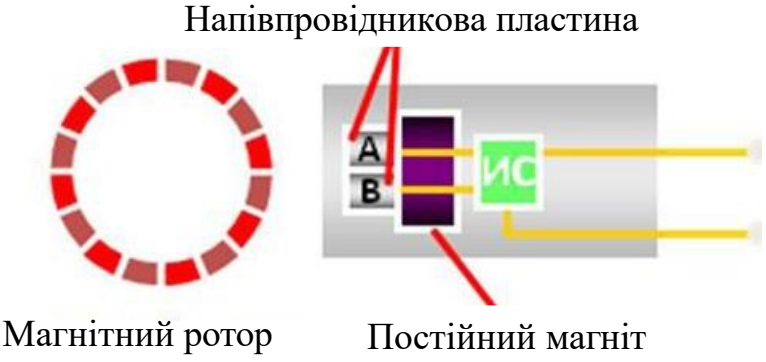


Рисунок 1.3 - Активний сенсор частоти обертання колеса [4]:А – верхня частина напівпровідникової пластини; В – нижня частина напівпровідникової пластини

Перевага сенсора частоти обертання активного типу полягає в здатності

визначати дуже малі частоти обертання колеса, що дуже важливо для сучасних систем ESP.

Для вимірювання кута повороту кермового колеса використовується декілька типів сенсорів, побудованих на різних фізичних принципах вимірювань:, оптичного, індуктивного, сенсор потенціометра Холу і магніторезисторні сенсор [4].

Сенсор потенціометра кута повороту кермового колеса відноситься до контактних сенсорів. Він включає два потенціометри, закріплені на кермовій колонці. Один потенціометр зміщений щодо іншого на 90°, що дозволяє визначати відносний і абсолютний кути повороту кермового колеса. Зміна опору потенціометра пропорційна куту повороту кермового колеса. Зважаючи на невисоку надійність, пов'язану з наявністю рухомих контактів, сенсори потенціометрів в кермовому управлінні в даний час майже не застосовуються.

Досконалішим сенсорним пристроєм є безконтактний оптичний сенсор кута повороту кермового колеса. Сенсор об'єднує диск з щілинами і фото переривник (рис. 1.4).

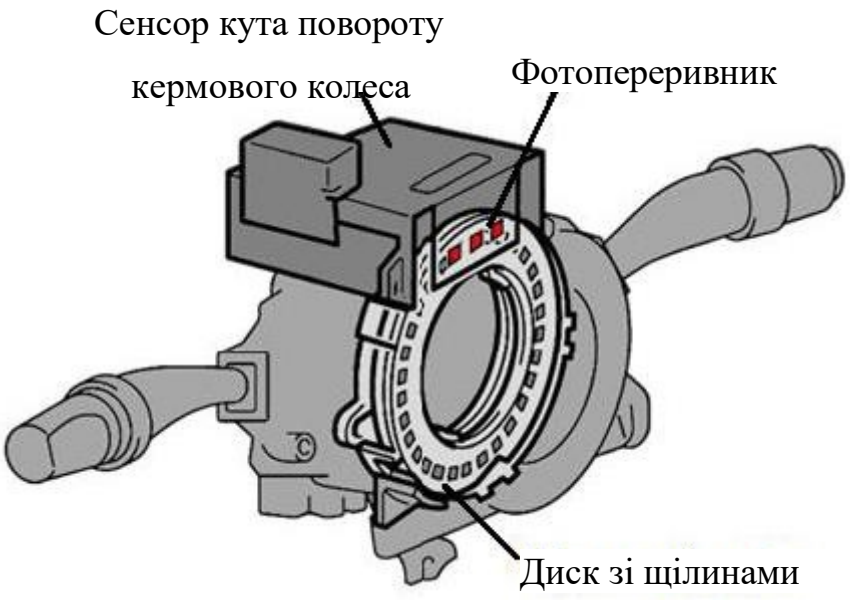


Рисунок1.4 – Оптичний сенсор кута повороту кермового колеса

Диск з щілинами жорстко закріплений на кермовому валу. Він має два сегментарні кільця - внутрішні та зовнішні. На внутрішньому кільці рівномірно по колу розміщені прямокутні отвори, на зовнішньому кільці отвори розташовані нерівномірно. Конструкція внутрішнього кільця дозволяє визначати величину кута повороту кермового колеса. За допомогою зовнішнього кільця оцінюється напрям обертання кермового колеса у будь-який момент часу.

Фото переривник складається з джерела світла - світлодіоди та світлочутливих елементів - фототранзистори. Між кільцями розташовані світлодіоди, зовні кілець встановлені фоторезистори. Кількість світло діодів та фоторезисторів розрізняється залежно від конструкції сенсора. При попаданні променя світла від світло діода на сенсор, в електричному ланцюзі генерується напруга, за умови відключення світла - напруга зменшується. На підставі імпульсів напруги електронний блок управління розраховує кут і напрям повороту кермового колеса.

Індукційний сенсор за принципом своєї будови схожий з індуктивним сенсором частоти обертання колеса, який розглядався вище.

Сенсор кута повороту кермового колеса, заснований на ефекті Хола, крім частоти обертання, здатний вимірювати і обертовий момент на кермовому колесі. Сенсор вбудований в кермову колонку. На кермовому валу встановлений багатополюсний магніт з декількома парами полюсів. На валу-шестерні є два статори із зубами особливої форми. Кермовий вал і вал-шестерня пов'язані один з одним віссю, яка володіє обертовою жорсткістю. Чутливим елементом сенсора обертового моменту є нерухомий сенсор Хола, закріплений на корпусі (рис. 1.5).

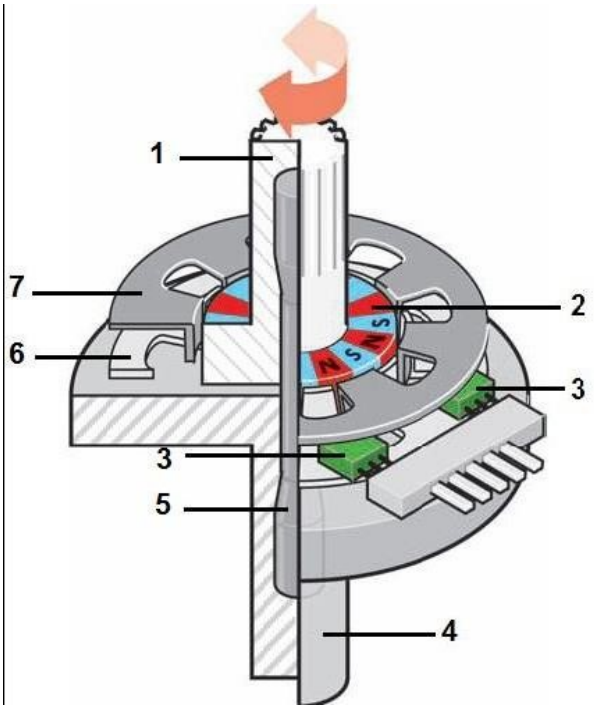


Рисунок 1.5 - Сенсор кута повороту кермового колеса, заснований на ефекті Хола [4]: 1 - вхідний вал кермової колонки; 2 - кільцевий магніт; 3 - сенсорхолу; 4 – вихідний вал-шестерня; 5 – торсійна вісь; 6 – перший статор; 7 – другий статор.

Принцип дії сенсора побудований на вимірюванні кута закручування

торсійної осі, який пропорційний обертовому моменту на кермовому колесі. У початковому положенні (положення кермового колеса, відповідне прямолінійному руху) зубці статорів розташовані строго між полюсами магнітів, що відповідає мінімальному сигналу сенсора. При повороті кермового колеса торсійна вісь закручується. Відповідно, багатополюсний магніт повертається відносно статорів. Максимальний сигнал сенсора досягається, коли зуби кожного із статорів розташовуються напроти полюсів магніту. У цьому положенні створюється максимальний магнітний потік, який фіксується сенсорами Хола. Для інших положень сенсора є проміжними.

Кут закручування торсійної осі відносно невеликий, тому діапазон вимірювання сенсора складає 4 - 5° в кожну сторону. Сенсор обертового моменту побудований на ефекті Хола, дозволяє добитися високої точності вимірювання. Для компенсації температурних переміщень при вимірюванні обертового моменту може мати вбудований сенсор температури.

Багато в чому схожу конструкцію має магніторезисторний сенсор обертового моменту. Його вимірювання також здійснюється за кутом закручування торсійної осі. На валу кермової колонки розташований багатополюсний магніт, а на валу-шестерні два магніторезисторні чутливі елементи. Повертаючи магнітний диска, магніторезисторні елементи фіксують зміну магнітного потоку і формують електричний сигнал.

Для визначення фізичних сил, діючих на автомобіль, використовуються сенсори повздовжнього, поперечного прискорень та повороту навколо вертикальної осі. Існує безліч різних конструкцій цих сенсорів. Як правило ці сенсори об'єднані в один корпус [4].

Для вимірювання відхилення автомобіля, використовують гіротон уформі камертона (рис. 1.6). Кожен важіль сенсора має вібраційну зону та зону вимірювання. Зона вимірювання зсунута на 90° по відношенню до вібраційної зони, до якої кріпиться керамічний елемент. Подаючи змінну напругу елемент примушує вібрувати камертон. Зона вимірювання сполучена з іншим елементом. Цей елемент покликаний генерувати напругу, коли під дією зовнішньої сили відбувається деформація кераміки.

Відхилення визначається зоною вимірювання, згідно ступеню та напряму деформації п'єзоелектричного керамічного елементу.

Для визначення повздовжнього та поперечного прискорень на автомобіль встановлені два сенсори, що складаються з п'єзоелектричних елементів. Під час прискорень частина балансування сенсорів деформується подібно плоскій пружині. П’єзоелемент деформується і виробляє електричний сигнал, який подається в електронний блок управління системи ESP.

Сенсор тиску встановлений в головному гальмівному циліндрі призначений для вимірювання тиску в гальмівній системі, який нагнітається

водієм за допомогою педалі гальма. Основний елемент сенсора - мікроелектронний чіп, виконаний із застосуванням кремнієвої діафрагми [3].

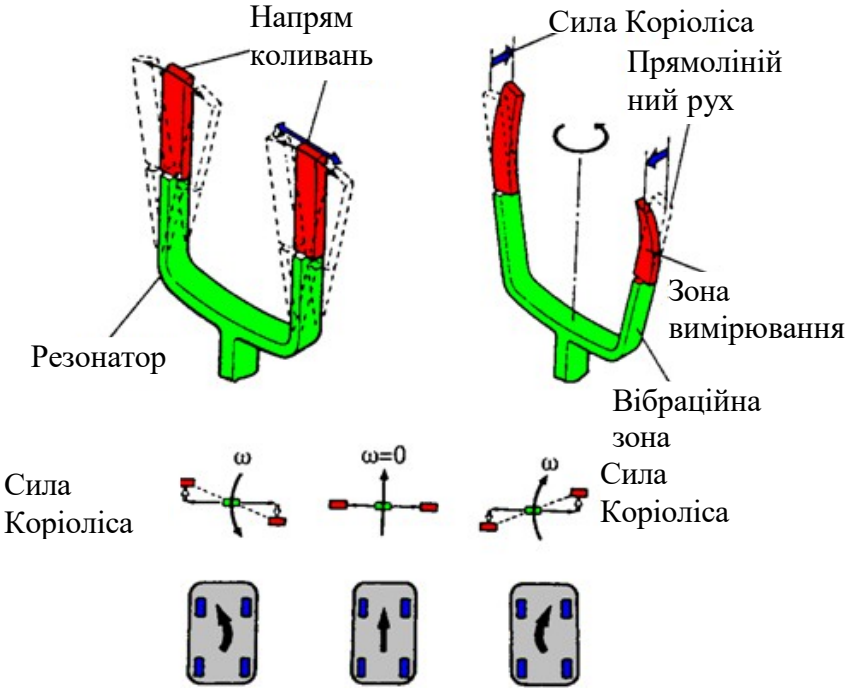


Рисунок 1.6 – Принцип роботи сенсора відхилення

Для зменшення кількості дротів найчастіше електронний блок управління системи ESP суміщають з виконавчим механізмом.

Блок управління має мікроконтролери з блоком постійної пам'яті. Так встановлені запускаючі та комутуючі пристрої для включення каналів управління і контрольних ламп, напівпровідникові реле для подачі живлення на електроспоживачі (гідро клапани та насоси нагнітання) [3].

Крім інформації з основних сенсорів, блок управління системою ESP, може отримувати інформацію від інших систем автомобіля по комунікаційній шині передачі даних CAN. Схема роботи сучасної системи ESP представлена на рис. 1.8.

ЕБУ обчислює швидкість автомобіля, розраховувавши середнє значення частот обертання чотирьох коліс та інформації з сенсорів прискорень. Ступінь прискорення колеса визначається завдяки обчислення різниці частот обертання колеса через фіксовані інтервали часу. Кутова швидкість (момент відхилення), величини повздовжніх та поперечних прискорень дають блоку управління інформацію про сили, діючі на автомобіль. Інформація з сенсора кута повороту кермового колеса, тиску в гальмівній системі та блоку управління двигуном дає ЕБУ системи контролю стійкості інформацію про бажання водія.

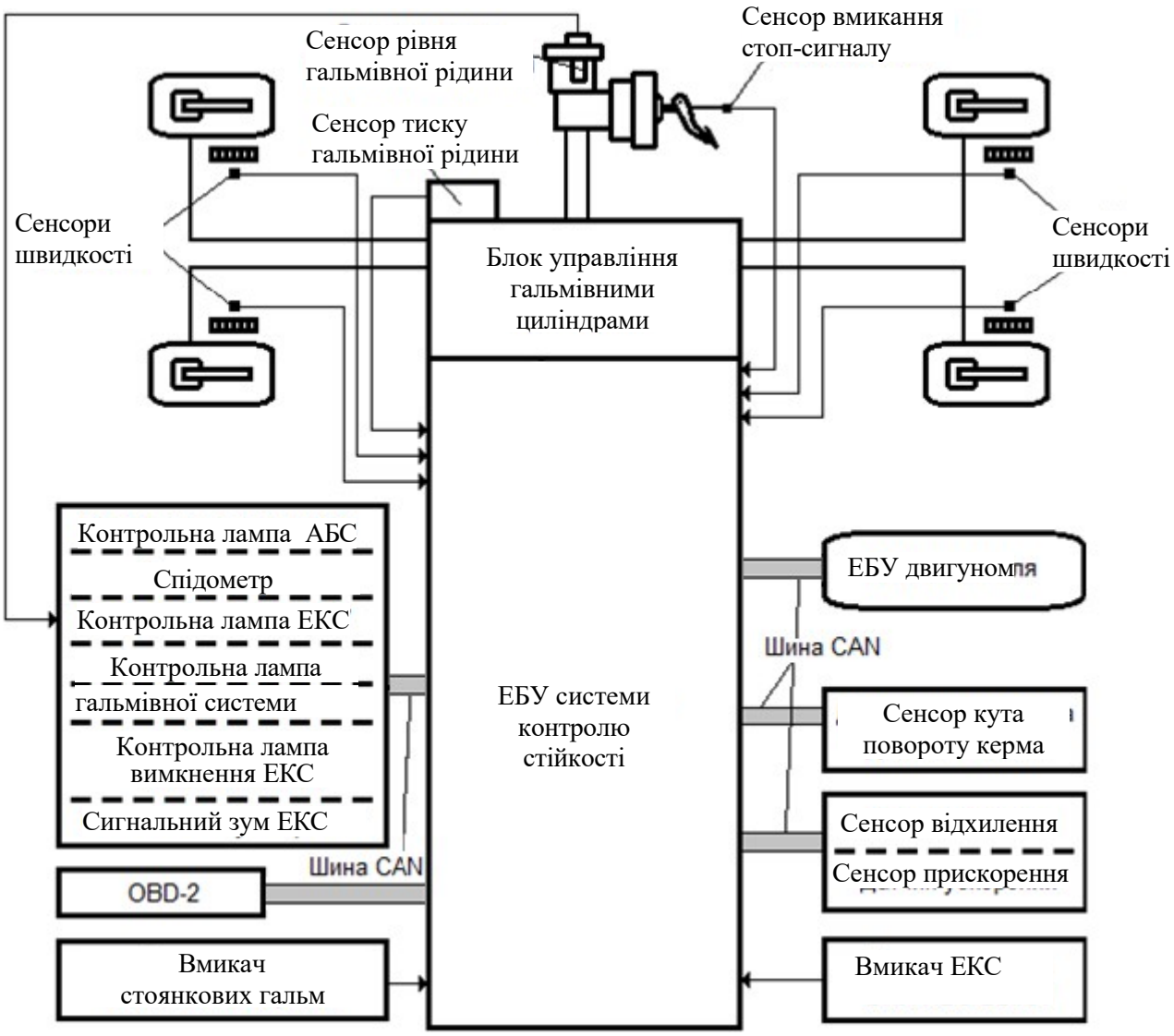


Рисунок 1.8 – Схема роботи електронної системи контролю стійкості

Використовуючи цю інформацію, відповідно до закладених алгоритмів, ЕБУ системи видає відповідні сигнали на виконавчі механізми. Функцію виконавчого механізму виконує блок клапанів, який регулює гідравлічний тиск в циліндрах кожного колеса окремо, за допомогою модуляторів та насоса. Блок управління робочими циліндрами гальм може мати різний принцип роботи модуляторів: клапанні, золотникові, діафрагмові, змішані. Клапанні модулятори розрізняють по двох видах управління робочими циклами: двофазні (скидання тиску - збільшення) і трифазні (скидання - витримка - збільшення тиску). Від частоти, з якою модулятор може здійснювати робочий цикл, залежить діапазон регулювання відносного ковзання колеса, а, отже, і якість роботи системи. Трифазний модулятор забезпечує дещо меншу витрату робочого тіла.

В сучасних системах ESP використовуються клапанні блоки управління

робочими циліндрами гальм з поворотним насосом. У деяких конструкціях, також зустрічається акумулятор для рідини. У контролюючій системі блок клапанів приймає сигнали від електронного блоку управління. Під час надходження відповідного сигналу електромагнітні клапани регулюють тиск в робочих гальмівних циліндрах. Тиск може збільшуватися, зменшуватися, або утримуватися.

1.3 Принципи функціонування систем контролю стійкості

ESP покликана, в першу чергу, запобігати мимовільному виходу автомобіля з траєкторії руху при проходженні поворотів, перестроюваннях та інших ситуаціях, які можуть спричинити за собою втрату зчеплення задніх коліс (надмірне повертання), втрату зчеплення передніх коліс (недостатнє повертання) (рис. 1.9).

Недостатнє чи надмірне повертання ESP визначає по значеннях бічного прискорення та кутової швидкості автомобіля. Необхідний момент відхилення визначається по швидкості автомобіля та даним з сенсора кута повороту кермового колеса. Фактичний момент відхилення визначається сенсором відхилення автомобіля, тоді, як дані сенсора прискорення, разом з швидкістю автомобіля, визначають напрям руху центру мас.

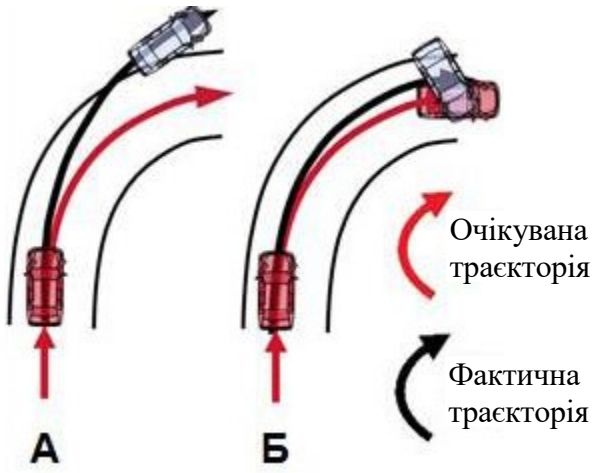


Рисунок 1.9 – Рух без ESP: А – надмірне повертання; Б - недостатнє повертання

Недостатня повертання реєструється, коли фактичний момент відхилення виявляється менше, ніж розрахунковий, виходячи з показників сенсорів. При цьому автомобіль виконує поворот по більшому радіусу, ніж намагався зробити водій.

Надмірна повертання визначається, як дуже високий ступінь відхилення для траєкторії руху автомобіля, в порівнянні з траєкторією, що задається водієм.

Метод визначення надмірної керованості відрізняється від методу визначення недостатньої керованості: у випадку надмірного повертання, фактичний ступінь відхилення може бути рівним розрахунковому відхиленню. Для визначення траєкторії центру мас використовується інформація від сенсорів частоти обертання та бічного прискорення автомобіля.

Недостатня керованість без повного заносу передньої осі в окремому випадку може усуватися шляхом гальмування задньої осі для зниження швидкості та гальмуванням одного з коліс передньої осі для формування компенсуючого моменту відхилення всередину (ззовні) повороту за рахунок збільшення тиску в робочому гальмівному циліндрі (рис. 1.10. А). Але зважаючи на перерозподіл маси на передній осі автомобіля, ця умова дуже обмежена.

Недостатня керованість з повним заносом передньої осі, коли зчеплення передньої осі мінімальне, усувається шляхом гальмування задньої осі для зниження швидкості та формування компенсуючого моменту відхилення за рахунок збільшення тиску в робочому гальмівному циліндрі внутрішнього колеса в порівнянні із зовнішнім (рис. 1.10 Б).

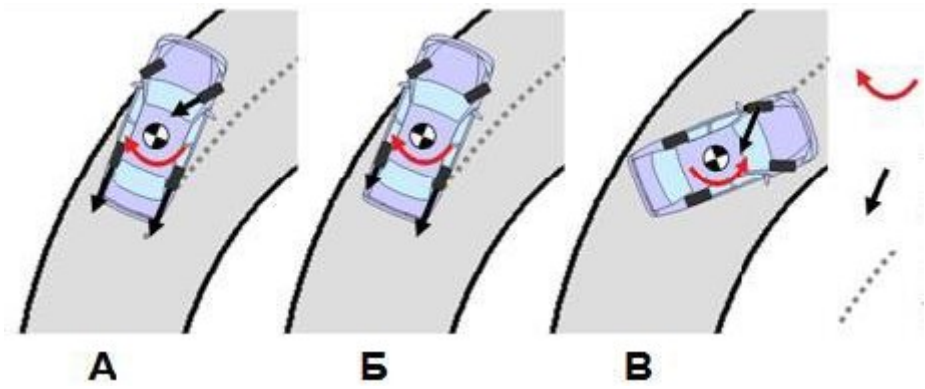


Рисунок1.10 – Методи збереження стійкості та корекції параметрів керованості автомобіля: А - при недостатньому повертанні без повного заносу передньої осі; Б - при недостатньому повертанні з повним заносом передньої осі; В - при надмірному повертанні

Надмірне повертання усувається пригальмовуванням зовнішнього переднього колеса. В результаті створюється момент відхилення направлений назовні (до зовнішньої сторони траєкторії повороту автомобіля рис. 1.10.В).

При гальмуванні в повороті та виникненні надмірного або недостатнього повороту, система регулює тиск в гальмівних механізмах певних коліс, відповідно до алгоритмів спільної роботи ESP та антиблокувальної системи (АБС). Пріоритетом при цьому є збереження стійкості та керованості автомобіля, а вже потім скорочення гальмівного шляху.

Окрім дії на гальмівні механізми система ESP так само може впливати на роботу автоматичної коробки передач та обертовий момент двигуна (функція протибуксуючої системи).

1.4 Огляд систем активної безпеки, які працюють з електронним контролем стійкості

Крім власної функції, ESP входить у комплекс різних систем активної безпеки, таких як АБС (антиблокувальна система), ПБС (протибуксуюча система), EBD (Electronic Brake force Distribution) електронний розподіл гальмівних сил, BAS (Brake Assist System) система екстреного гальмування, ETS (Electronic Traction System) система регулювання тягового зусилля, EBR (Electronic Brake Regulation) система регулювання гальмування двигуном на слизькій дорозі [3].

Задачею ESP є підтримка гальмуючого або привідного колеса в режимі оптимального відносного ковзання, за якого повздовжній коефіцієнт зчеплення шин (φ_x) з опорною поверхнею приймає значення, близькі до максимальних. Це представлено так званою φ - S діаграмою, відображеною на рис. 1.11. [5].

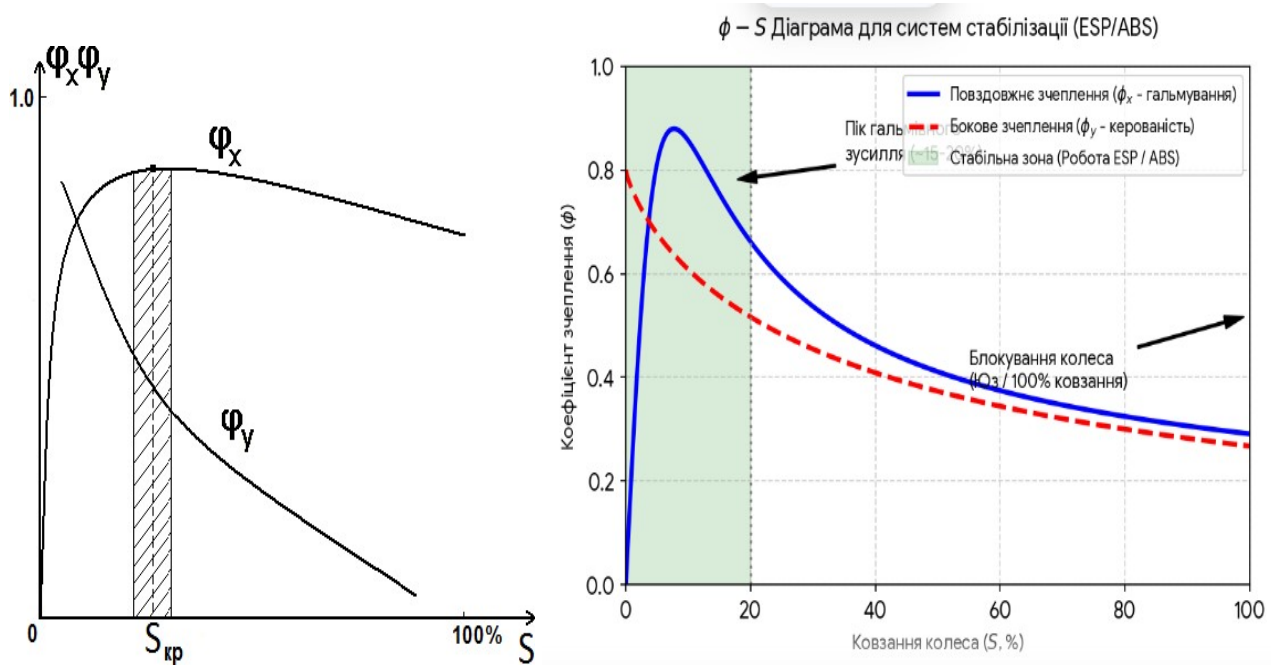


Рисунок1.11 - φ-S діаграми гальмівного режиму колеса на різних покриттях (φ – коефіцієнт зчеплення колеса, S – коефіцієнт ковзання колеса)

Що означають осі графіка? Горизонтальна вісь (S - Slip): позначає відносне ковзання шини у відсотках. 0% ковзання - колесо ідеально котиться (машина стоїть або рівномірно їде). 100% ковзання - колесо повністю заблоковане і сунеться юзом (при гальмуванні) або буксує на місці (при

розгоні). Вертикальна вісь (φ): позначає коефіцієнт зчеплення автомобільного протектора з дорожнім покриттям. Чим вище піднімається крива, тим краще тримається автомобіль.

Відрізняють: повздовжнє зчеплення φ_x - потрібне для ефективного гальмування та розгону; бокове (поперечне) зчеплення φ_y - потрібне для утримання машини в повороті та захисту від заносу.

Як видно з графіка, поведінка шини має критичну особливість. Стабільна зона (від 0% до ~20% ковзання): коли колесо починає трішки проковзувати (на 10–20%), повздовжнє зчеплення φ_x сягає свого максимуму. Машина в цей момент гальмує найкраще. Бокове зчеплення φ_y при цьому залишається досить високим і автомобіль слухається керма. Критична зона - вище ~20% ковзання. Якщо колесо блокується повністю (S = 100 %), бокове зчеплення φ_y різко падає (деколи практично до нуля). Це означає, що заблоковане (шалено буксуюче колесо) взагалі не може чинити опір боковим силам. Машину викидає з дороги.

Електронний блок керування ESP постійно «тримає» колеса у зеленій зоні графіка (найчастіше в діапазоні 10–20% ковзання). Якщо датчики бачать, що в повороті колесо зміщується по графіку праворуч (ковзання зростає, бокова стійкість падає), ESP миттєво послаблює або додає гальмівне зусилля на цьому колесі. Таким чином система повертає колесо назад у зону «піку», де крива бокової стійкості дозволяє втримати автомобіль на заданій водієм траєкторії.

Застосування ESP, надало змогу автомобілю наступних властивостей: підвищення активної безпеки автомобіля, а саме підвищення гальмівної ефективності (особливо на слизьких поверхнях), продовження терміну служби шин, поліпшення стійкості та керованості в гальмівному режимі.

У основі роботи протибуксувальної системи також лежить принцип підтримки оптимального відносного ковзання (буксування) привідних коліс в тяговому режимі. Переваги цієї системи полягають в підвищенні стійкості автомобіля під час рушання з місця, розгоні та русі по поверхні з низьким коефіцієнтом зчеплення і збільшенні тягової сили. При цьому знижується стомлюваність водія, збільшується інформативність управління, поліпшується інтенсивність розгону, прохідність (особливо яскраво це забезпечується на обледенілій або мокрій та забрудненій дорозі), зменшуються навантаження в трансмісії при різкій зміні коефіцієнта зчеплення.

Характер кривих для гальмівного і тягового режимів майже ідентичні. Криві для тягового режиму «дзеркально» повернені щодо кривих для гальмівного режиму [5]. У обох випадках криві мають максимум, відповідний критичному відносному ковзанню Sкр, яке потрібно забезпечити застосовуючи автоматичне регулюванні ковзання колеса в гальмівному

режимі, та в режимі буксування.

Для своєї роботи АБС досить сенсорів частоти обертання коліс, проте, за наявності на автомобілі ESP, ці системи можуть використовувати також інформацію з сенсорів прискорень та відхилення для точнішого регулювання гальмівного і тягового режимів завдяки інформації про стійкість автомобіля.

Електронна система розподілу гальмівного зусилля (EBD) оптимізує розподіл гальмівного зусилля перед блокуванням коліс між передньою і задньою осями, та між лівими і правими колесами, що зменшує вірогідність початку дії АБС. Це допомагає мінімізувати гальмівний шлях та зберегти стійкістьавтомобіля,адаптуючирозподілтискувгальмівнійсистемідорежиму завантаженості кожного колеса транспортного засобу. Для своєї роботи система EBD отримує інформацію з сенсорів частоти обертання коліс.

Основним призначенням системи екстреного гальмування (BAS) є забезпечення додаткового гальмівного зусилля для допомогти водію досягти максимального гальмівного зусилля при екстреному гальмуванні. Для розпізнавання екстреного гальмування BAS збирає інформацію з сенсора тиску в головному гальмівному циліндрі та сенсорів частоти обертання і розраховує похідну тиску dp/dt.

Електронна система регулювання тягового зусилля (ETS) є автоматичною системою для запобігання пробуксовуванню привідних коліс під час початку руху, розгону, руху по прямій та в поворотах на бездоріжжі. Вона служить для досягнення найбільш оптимального розгону при різних станах дорожнього покриття і забезпечує стабілізацію автомобіля на дорозі. Система здійснює гальмівну дію на одне або обидва пробуксовуючі ведучі колеса. Відмінність від системи ПБС полягає у тому, що ETS розподіляє тягові сили по бортах до початку пробуксовування, передаючи більший обертовий момент на зовнішнє привідне колесо під час повороту.

Система регулювання гальмування двигуном на слизькій дорозі (EBR) допомагає автомобілю з підвищеною прохідністю почати рух на покриттях з низьким коефіцієнтом зчеплення. Система збирає інформацію з сенсорів частот обертання коліс та завдяки управління дросельною заслінкою або зменшення подачі палива знижує тягу на привідних колесах автомобіля. За цих обставин водію не потрібно користуватися педалями гальма та подачі палива, йому залишається тільки змінювати рульовим колесом напрям руху.

Додатково до системи ESP підєднані сенсори електропідсилювача кермового управління. Система фіксує зусилля кермового управління відповідно до стану стійкості. У випадку недостатнього кута повороту допоміжне зусилля збільшується і допомагає водію коректувати стійкість, а при збільшеному куті навпаки.

1.5 Вимоги до систем електронного контролю стійкості

Транспортні засоби, оснащені системою ESP, повинні задовольняти наступним вимогам [1]:

- кожен автомобіль, що потрапляє під дію регламенту і обладнаний системою ESP повинен прикладати гальмівний момент окремо на всі чотири колеса та відповідно мати алгоритм контролю, що дозволяє використовувати цю здатність;

- зберігати працездатність у всьому діапазоні швидкостей транспортного засобу на всіх етапах водіння, включаючи прискорення, та уповільнення, за винятком випадків, коли водій відключив ESP, коли автомобіль рухається з швидкістю менше 20 км/год, або рухається заднім ходом;

- зберігати працездатність навіть за умови включення антиблокувальної системи гальм, або антипробуксовуючої системи;

- коли завершена первинна самоперевірка в процесі запуску та під час перевірок достовірності впродовж не більш 2 хвилин. при управлінні.

Ефективність дії системи регламентують перевіряти тільки на покриттях з високим коефіцієнтом зчеплення.

Швидкість відхилення, визначена через 1 с. після завершення повороту кермового колеса не повинна перевищувати 35% від першого пікового значення швидкості відхилення, зареєстрованого після зміни знаку кута повороту кермового колеса на зворотний (між першим і другим піковими значеннями) в процесі одного і того ж випробувального прогону.

Швидкість відхилення, виміряна через 1,75 с. після завершення повороту кермового колеса не повинна перевищувати 20% від першого пікового значення швидкості відхилення, зареєстрованого після зміни знаку кута повороту кермового колеса на зворотний (між першим і другим піковими значеннями) в процесі одного випробувального прогону.

Бічний зсув центру тяжіння транспортного засобу по відношенню до його первинного прямолінійного курсу повинен складати не менше 1,83 м для транспортних засобів з максимальною масою 3500 кг та менше 1,52 м для транспортних засобів з максимальною масою більше 3500 кг; ці значення визначають через 1,07 с. після початку повороту кермового колеса.

1.6 Аналіз робіт з вдосконалення конструкції систем електронного контролю стійкості

Існує велика кількість наукових праць на тему гальмівної динаміки, керованості та стійкості автомобіля. Окремо з них можна виділити праці, присвячені впливу електронних систем на активну безпеку автомобіля. Проте, в основному, всі ці дослідження проводилися на стенді в лабораторних

умовах, або на полігоні на твердому покритті з високим коефіцієнтом зчеплення. Дослідження електронних систем контролю стійкості на льоду при оснащенні автомобіля шипованими шинами представлені у невеликій кількості. Найближчими і актуальнішими дослідженнями з даного питання є роботи таких дослідників, як Зотов, Н.М., Балакіна Е. В.[7], Рябчинський, А.И., Кисуленко Б. В. [9], Pacejka H.B.[10], і ін.

Силтус А.П. у своїй роботі [11] представив поведінку пневматичної шини в умовах дії на колесо не тільки гальмівної або тягової сили, але, одночасно, і бічного відведення в стаціонарному і нестаціонарному режимі. Згідно досліджень побудовано залежності бічної та повздовжньої реакцій від ковзання для нешипованих шин з відведенням (рис.1.12) і зроблено наступні висновки:

- характеристики рухомого колеса можуть значно відрізнятися від стаціонарних, особливо, при розгальмовуванні колеса;
- за умови руху без відведення прояв динамічних властивостей шини обмежується областю малих дотичних реакцій;
- при русі з відведенням прояв динамічних властивостей шини в області малих проковзувань дещо ослабляється, а в області великих - істотно посилюється;
- при русі без відведення динамічні властивості колеса у області великих дотичних сил, близьких до граничних по зчепленню, визначаються практично тільки інерцією колеса;
- при русі з відведенням динамічні властивості колеса формуються переважно несталим характером бічної деформації шини та інерцією колеса;
- зі збільшенням швидкості руху, величини кута відведення і зменшенням темпу (частоти) зміни гальмівного моменту прояв динамічних властивостей шини зменшується.

У роботах науковців [12, 13] розглядалася поведінка нешипованої пневматичної шини на льоду за результатами випробувань на стенді з наморожуваним крижаним барабаном діаметром 1.6 м. Температура крижаного барабана підтримується в діапазоні не вище -5 °С шляхом обдування його охолодженим повітрям. Недоліком даного методу є неможливість проведення випробувань шипованої шини, оскільки шпильки створюють крижану крихту на обмерзлій поверхні барабана. Основний акцент робився на виявлення оцінних параметрів зчіпних властивостей шин автотранспортного засобу, які можна було б використовувати для проведення експертизи ДТП.

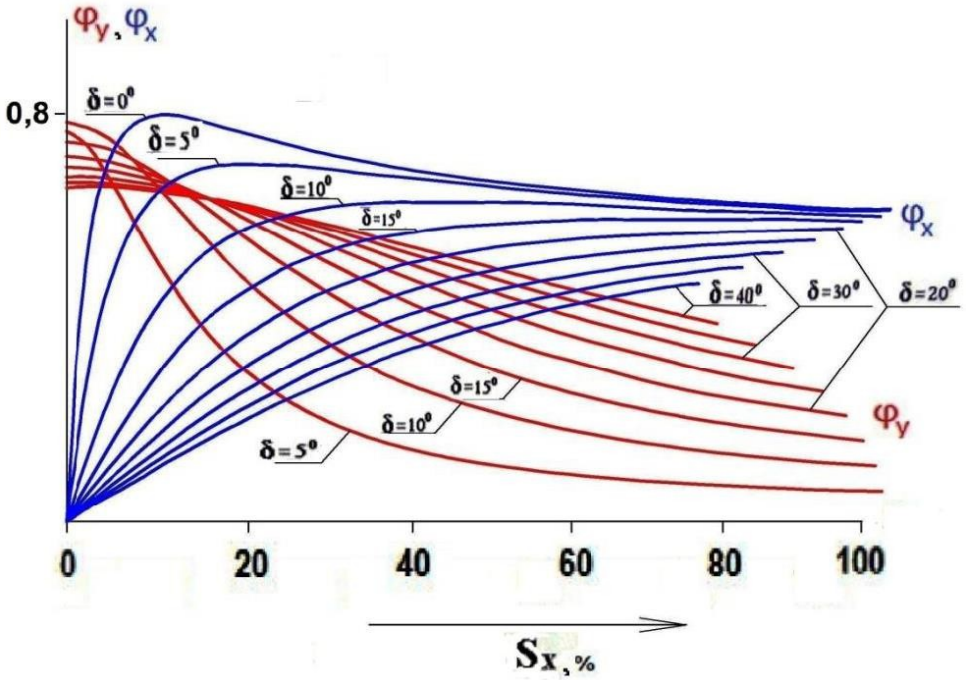


Рисунок 1.12 – Залежність бічної та повздовжньої реакцій від ковзання для нешипованої шини [11]

Аналізуючи ці роботи можна зробити наступні основні висновки:

- розроблена методика стендових випробувань шин легкових автомобілів дозволяє визначити їх зчіпні властивості з обледенілою поверхнею, та розширює спектр випробувань на відповідність шин умовам експлуатації на обмерзлих дорожніх покриттях (погрішність вимірювання коефіцієнта зчеплення шин з льодом складає ±4%);

- діапазон зміни коефіцієнта зчеплення шин з опорною поверхнею для втрамбованого снігу становить 0,1 - 0,25, а для обледенілої поверхні 0,08 - 0,15);

- у зимових шин коефіцієнт зчеплення на 20 - 30% вищий, ніж у всесезонних.

Голландський учений Pacejka H.B. підбирав спеціальні коефіцієнти K_i для конкретної моделі шини, нормального навантаження колеса і кута розвалу. За допомогою цих коефіцієнтів обчислювалися реакції опорної поверхні залежно від відведення та повздовжнього ковзання колеса: $R_x=f(S, K_i)$; $R_y=(\delta, K_y)$ [10].

Згідно опрацьованих наукових праць [12, 13, 14, 15] за темою роботи зроблено наступні висновки:

- Автомобільне колесо доцільно розглядати як механізм, в якого силові та кінематичні співвідношення описуються по-різному. Опис силових співвідношень запропоновано вести за допомогою коефіцієнта трансформації k, а кінематичних - за допомогою передавального відношення i (привідний режим) або коефіцієнта відносного ковзання δ (гальмуючий режим).

- Процес гальмування автомобільного колеса в другому інтервалі зміни його коефіцієнта відносного ковзання δ нестійкий. Колесо в цьому випадку автоматично переходить до повного блокування (юзу). Ефективне усунення цього шкідливого явища можливе завдяки встановленню на автомобіль антиблокувальної системи.

- Проведені по запропонованій методиці розрахунки показали, що концепція про постійність уповільнення автомобіля впродовж всього часу гальмування не відтворює фізичну суть цього процесу.

- Дослідження принципових можливостей, застосованих в даний час АБС, показали, що системи, засновані на підтримці постійного рівня кутового уповільнення гальмуючого колеса, поступаються системам, робота яких ґрунтується на принципі підтримки постійного відношення v/ω. Слід зазначити, що АБС цих двох типів все ж таки поступаються ідеальному, який відстежує на колесі максимум гальмівної сили.

- Дослідження розподілу енергії між гальмівним механізмом і плямою контакту його шини показало, що у разі екстреного гальмування автомобіля велика частина енергії розсівається в плямах контакту шин, а у випадку гальмування з АБС, велика частина енергії розсівається в гальмівних механізмах.

- Зчіпні якості шин з дорожніми покриттями необхідно оцінювати ϕ - S діаграмами, які несуть в собі найбільшу кількість інформації про кочення гальмуючого колеса по дорозі та характеристики тертя шин під час контакту з дорожнім покриттям.

- Для оцінки характеристик тертя шини з дорожнім покриттям необхідне визначення залежності коефіцієнта тертя від швидкості ковзання в ширшому діапазоні зміни швидкості. Будь-яка методика оцінки характеристики тертя повинна це враховувати.

Висновки і задачі досліджень

Проведений аналіз дозволяє зробити наступні висновки:

1. Випробування ефективності дії електронної системи контролю стійкості згідно правил ЄЕК ООН № 13-Н, проводяться на твердому покритті з високим коефіцієнтом зчеплення із застосуванням роботизованого керування на одному типі нешипованої шини.

2. Випробування ефективності дії ESP на покритті з низьким коефіцієнтом зчеплення не проводяться. Оскільки методику проведення випробувань, описану в правилах ЄЕК ООН № 13-Н неможливо застосувати для визначення ефективності дії ESP на автомобілях, оснащених шипованими шинами.

3. У науково технічній літературі дуже обмежена інформація про

залежність коефіцієнта зчеплення від ковзання (φ - S діаграма) з відведенням для шипованої шини на слизькій поверхні.

4. Необхідна удосконалити методику визначення φ - S діаграм з відведенням для шипованих шин на поверхні вкритій льодом.

5. Необхідно обґрунтувати критерії та метод визначення ефективності дії ESP на слизькій поверхні, для автомобіля оснащеного шипованими шинами.

Головним завданням даної бакалаврської роботи є надати відповіді на питання: в яких випадках зимою краще використовувати зимові нешиповані та шиповані шини на сучасних автомобілях, які обладнані ESP?

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ φ-S ДІАГРАМ ДЛЯАВТОМОБІЛЯ З ISP, ОСНАЩЕНОГО ШИПОВАНИМИ ТА НЕШИПОВАНИМИ ШИНАМИ

2.1 Обґрунтування методики визначення φ-S діаграм

Згідно проведеного аналізу встановлено, що φ-S діаграми в повздовжньому напрямі для шипованих і нешипованих шин мають значні відмінності, які можуть впливати на ефективність дії системи ISP. З метою підвищення ефективності дії цієї системи, для автомобіля оснащеного шипованими шинами, алгоритм її роботи повинен бути побудований відповідно для роботи з такими шинами.

З огляду на те, що система ISP використовує ті ж механізми гальмування, що і АБС, та за тим же принципом загальмовує колеса, ефективність дії системи ISP теж залежить від форми φ-S діаграми.

У відкритих джерелах обмежено інформацію про φ-S діаграми на льоду для шипованих шин. Ці діаграми для нешипованих шин визначалися тільки за допомогою стендового методу. Проте, на існуючих стендах неможливо випробувати шиповану шину через те, що шпильки проти ковзання створюють крижану крихту на поверхні крижаного барабана, яка швидко відокремлюється, що змінює умови дослідження. Виходячи з цього, необхідна розробка методики визначення φ-S діаграм з відведенням для шипованой і нешипованой шини на льоду за допомогою дорожнього методу.

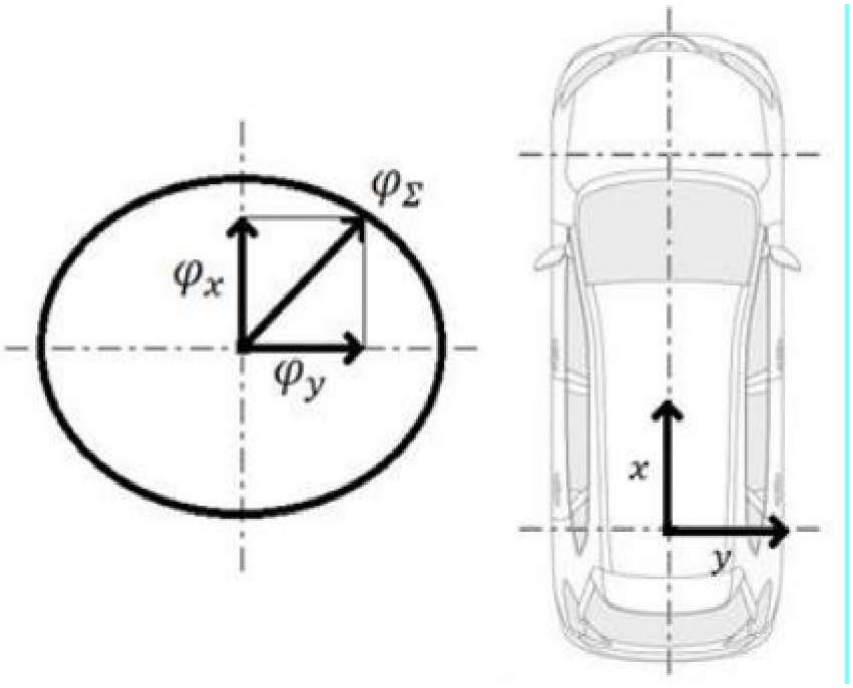
Вимоги до методики, яка пропонується у дипломній роботі:

- можливість визначення необхідних параметрів для побудови φ-S діаграм в повздовжньому та поперечному напрямах з відведенням;
- у випробуваннях повинне бути використане дорожнє покриття з суцільним шаром льоду відповідної товщини, що дозволяє випробовувати шиповані шини;
- випробування повинні бути відтворними та володіти прийнятною повторюваністю результатів;
- індивідуальні особливості випробувача не повинні робити істотного впливу на результати випробувань.

Розробка методики визначення φ-S діаграми з відведенням на льоду для шипованих та нешипованих шин дасть можливість визначати нові дані про зчіпні властивості досліджуваних рушіїв.

В процесі роботи система ISP гальмування окремих коліс відбувається під час руху автомобіля. Необхідною умовою вивчення характеру взаємодії пневматичної шини з опорною поверхнею є побудова сумарної φ-S діаграми, яка відповідно є геометричною сумою коефіцієнтів зчеплення в повздовжньому та

поперечному напрямах рис. 2.1.



а б

Рисунок 2.1 – Схема коефіцієнтів зчеплення в повздовжньому та поперечному напрямах: а - еліпс зчеплення; б - система координат.

2.2 Визначення φ-S діаграма з відведенням на поверхні вкритій льодом

Вимірювальні прилади, які використовуються в процесі проведення випробувань, повинні бути атестовані та відкалібровані. Під час досліджень вимірювальне устаткування дозволяло визначати: тривалість (t) з точністю до 0,01 с; шлях автомобіля (S) відповідно до 1%; швидкість руху задньої осі автомобіля *(V_a)* та кожного з коліс ($V_{ПП}$, $V_{ПЛ}$, $V_{ЗП}$, $V_{ЗЛ}$,) - до 1,5%; кут повороту рульового керма (α) – до 0,1°; зусилля дії на орган управління робочою гальмівною системою (Fт) – до 3%; кутову швидкість автомобіля, що до трьох координатних осей (ω_x, ω_y, ω_z) - 10%; повздовжнє, поперечне і вертикальне прискорення автомобіля по трьох осях (J_x, J_y, J_z) – до 1%; масу, навантажень на колеса та маси баласту – до 0,5кг ; вимірювання лінійних розмірів – до 0,25мм; кутів нахилу автомобіля за допомогою квадранта – до 30"; тиску повітря в шинах – до 0,01МПа.

У вказані погрішності включені неточності вимірювань, вимірювальних приладів і обробки результатів випробувань.

Як випробувальне покриття пропонується використовувати поверхню вкриту шаром криги. Для отримання адекватних результатів необхідно ретельно відстежувати за станом льоду, тому що він не є стабільним покриттям. Беручи до уваги досвід проведення подібних випробувань на льоду [15], необхідно підтримувати наступні показники: температура льоду не повинна відрізнятися

на величину більше 4 °С під час заїздів; температура повітря не повинна відрізнятися на величину більше 5°С; швидкість вітру будь-якого напряму не повинна бути більше 5 м/с; сонячне освітлення повинно бути стабільним; опади не допускаються.

Випробувальні заїзди повинні проводитися в прямому та зворотному напрямі. У разі виходу автомобіля за розмічений коридор випробувальної ділянки результати заїзду не приймаються до уваги. Забороняється проводити випробування в умовах недостатньої видимості під час дощу, снігопаду, туману, а також з видимістю менше 300 м. Перед проведенням заїздів лід повинен бути очищений від снігу, піску та інших предметів.

Для визначення статичних навантажень на всі колеса автомобіль проходить процедуру зважування.

Вимірювальне і реєструюче устаткування повинне бути надійно змонтоване на автомобілі без можливості самовільних переміщень. Автомобіль повинен пройти обкатку не менше 2000 км. Шини автомобіля повинні мати пробіг не менше 500 км. Тиск в шинах повинен бути виставлене номінальний відповідно до інструкції з ISPплуатації автомобіля (допускається відхилення ± 0,005 МПа).

На шини автомобіля повинні бути нанесені контрольні мітки контрастного кольору шириною близько 10 см для візуалізації процесів, що відбуваються з колесами автомобіля рис.2.2.



Рисунок 2.2 – Комплекти коліс з контрольними мітками для візуалізації процесів, що відбуваються з колесом

До кузова повинен бути надійно прикріплений баласт, вільне переміщення якого не допускається. Перед початком випробувальних заїздів агрегати

трансмісії і ходової частини автомобіля повинні бути прогріті до робочих температур короткочасним пробігом.

Для проведення випробувань повинен бути підготовлений льодовий майданчик прямокутної форми довжиною не менше 300 м та шириною відповідно 10м. і крижаний круг середнім радіусом 30 м. Лід повинен заливатися водою температурою +10 ±5°С рівномірно на втрамбований сніг товщиною не менше 5 см. Заливання здійснюється необхідне число разів для досягнення товщини льоду не менше 2 см. Перерва між послідовним нанесенням шарів води повинна бути не менше 3 годин.

Поверхня з льоду повинна мати однорідну структуру, рівномірно покривати поверхню майданчика з ухилом не більше 1%.

Безпосередньо перед випробуваннями у разі потреби здійснюється прибирання крихти льоду та снігу за допомогою автомобіля, обладнаного щітками. Пластиковими конусами розмічається випробувальна ділянка необхідної ширини для конкретного випробувального заїзду.

Для подальшого детального аналізу процесів, що відбуваються з автомобілем, необхідно встановити устаткування для відео фіксації випробувальних заїздів з обох боків автомобіля. Устаткування встановлюється на відстані не менше 10 м від розміченої випробувальної ділянки за спеціальною огорожею на висоті 1,5 м. Роздільна здатність відеокамери не нижчий 1280х720 з частотою кадрів 39 - 42 Гц.

Для визначення φ-S діаграми в повздовжньому та поперечному виконано два види випробувань: № 1 «гальмування одним заднім колесом»; № 2 «гальмування задньою віссю в повороті».

Випробування № 1 «гальмування одним заднім колесом» призначено для визначення коефіцієнта зчеплення в повздовжньому напрямі (ϕ_x). З огляду на те, що на керовану вісь сильний вплив роблять кути встановлення коліс, всі розрахунки проводяться щодо задньої осі автомобіля. Основа методики проведення випробування полягає у вимірюванні параметра повздовжнього прискорення кузова автомобіля над задньою віссю J_x у всьому діапазоні повздовжніх та поперечних ковзань (S_x, S_y).

Під час випробувань №1 автомобіль рухається з початковою швидкістю 30±2км/год на нейтральній передачі. В'їжджаючи в розмічену ділянку виконується гальмування з різним зусиллям дії на орган управління робочої гальмівної системи, необхідним для отримання всього спектру повздовжніх та поперечних ковзань (S_x, S_y). Гальмування продовжується до повної зупинки. За необхідності допускається відключення підсилювача гальмівного приводу. При цьому кермо повинне знаходитися в положенні, яке забезпечує прямолінійний рух автомобіля.

Випробування є серією з 40 гальмувань, виконаних в прямому та

зворотному напрямі, для правого і лівого задніх коліс, а також для шипованої та нешипованої шини.

При випробуванні №1 визначаємо наступні залежності: швидкості руху задньої осі автомобіля від часу; кутової швидкості заднього колеса від часу; повздовжнього та поперечного прискорення задньої осі автомобіля від часу; швидкості рискання автомобіля від часу.

Випробування № 2 «гальмування задньою віссю в повороті» призначено для визначення коефіцієнта зчеплення в поперечному напрямі (φ_y). У основі маневру лежить вимірювання параметра поперечного прискорення кузова автомобіля над задньою віссю (J_x) у всьому діапазоні повздовжніх і поперечних ковзань (S_x, S_y). В процесі цих випробувань автомобіль рухається в повороті з середнім радіусом 30 метрів та швидкістю 30 ±10 км/год. Виїжджаючи на розмічену ділянку виконується гальмування з різним зусиллям дії на орган управління робочої гальмівної системи, необхідним для отримання всього спектру повздовжніх та поперечних ковзань. Під час проведення випробування допускається підтримка швидкості автомобіля шляхом одночасної дії на орган управління робочою гальмівною системою та педалі акселератора. Допускається в перебігу одного заїзду виконувати декілька таких циклів гальмування. За необхідності допускається відключення підсилювача гальмівного приводу. В процесі проведення випробування можлива будь-яка дія на кермо автомобіля.

Випробування № 2 також є серією з 40 випробувальних заїздів,виконаних в прямому та зворотному напрямках, для шипованих і нешипованих шин.

2.3. Математична модель ковзання автомобіля під час роботи системи ISP

За параметрами, отриманими під час випробувань № 1 побудовано графіки зміни J_x, J_y, V_a, δ, $V_{ЗП}$, $V_{ЗЛ}$, від часу t, та визначено ковзання (S_x, S_y) загальмованого колеса з виразів:

$$S_x = \frac{V_a cos\delta - \omega r_{кс}}{V_a} \quad , \tag{2.1}$$

$$S_y = sin\delta \quad , \tag{2.2}$$

де: δ – кут відведення, радіани;

V_a – модуль вектора швидкості автомобіля, щодо опорної поверхні, м/с;

ω - кутова швидкість загальмованого колеса, $с^{-1}$;

$r_{кс}$ – радіус кочення колеса у вільному режимі, м.

Коефіцієнт зчеплення (φ_x) визначається як відношення повздовжньої гальмівної сили (R), реалізованої в плямі контакту загальмованого колеса, до динамічного вертикального навантаження на внутрішнє (при повороті) колесо

задньої осі ($R_{z2дин.внутр.}$):

$$\varphi_x = \frac{R_x}{R_{z2дин.внутр.}} \quad (2.3)$$

Гальмівна сила (R_x) розраховується на підставі уповільнення автомобіля з урахуванням величини опору коченню незагальмованої осі, яка складає 0,015 динамічного навантаження на привідну вісь та 0,01 наведену. Якщо автомобіль передньопривідний, то:

$$R_x = J_x m_a - 0{,}015R_{z1дин.} - 0{,}01R_{z2дин.нар.} \quad (2.4)$$

Для задньопривідного автомобіля:

$$R_x = J_x m_a - 0{,}01R_{z1дин.} - 0{,}015R_{z2дин.нар.} \quad (2.5)$$

У випадку повнопривідного автомобіля:

$$R_x = J_x m_a - 0{,}015R_{z1дин.} - 0{,}015R_{z2дин.нар.} \quad (2.6)$$

де: J_x – повздовжнє прискорення кузова над задньою віссю автомобіля, м/с^2;

m_a - маса автомобіля, кг;

$R_{z1дин.}$ – динамічне вертикальне навантаження на передню вісь, Н;

$R_{z2дин.нар.}$ - динамічне вертикальне навантаження на зовнішнє колесо задньої осі під час повороту, Н.

Динамічне вертикальне навантаження на загальмовану вісь або колесо розраховується з врахуванням їх довантаження чи розвантаження в процесі гальмування колеса. Для передньої осі застосовуємо вираз:

$$R_{z1дин.} = \frac{m_a g\left(\frac{R_{Z1стат.}}{R_{Z1стат.} + R_{Z2стат.}} L + \frac{h_g J_x}{g}\right)}{L} \quad (2.7)$$

Відповідно для задньої осі:

$$R_{z2дин.} = \frac{m_a g\left(\frac{R_{Z2стат.}}{R_{Z1стат.} + R_{Z2стат.}} L - \frac{h_g J_x}{g}\right)}{L} \quad (2.8)$$

Під час повороту динамічне вертикальне навантаження на зовнішнє колесо задньої осі визначається з виразу:

$$R_{z2дин.нар.} = \frac{R_{z2дин.}\left(\frac{R_{Z2стат.нар.}}{R_{Z1стат.внутр.} + R_{Z2стат.нар.}} B + \frac{h_g J_y}{g}\right)}{B} \quad (2.9)$$

Відповідно на внутрішнє колесо:

$$R_{z2дин.внутр.} = \frac{R_{z2дин.}\left(\frac{R_{Z2стат.внутр.}}{R_{Z1стат.внутр.} + R_{Z2стат.нар.}} B - \frac{h_g J_y}{g}\right)}{B} \quad (2.10)$$

де: h_g – висота центру мас автомобіля, м.;

L – база автомобіля, м;

B – колія задньої осі автомобіля, м;

J_x,J_y – повздовжнє та поперечне прискорення кузова над задньою віссю автомобіля, м/с2;

$R_{z1стат}$, $R_{z2стат}$. - статичне вертикальне навантаження на передню та задню осі, Н;

$R_{z1стат.нар}$,$R_{z2стат.внутр}$. – статичне вертикальне навантаження на зовнішнє та внутрішнє колеса задньої осі під час повороту, Н;

$R_{z1дин}$., $R_{z2дин}$., - динамічне вертикальне навантаження на передню та задню осі, Н;

В результаті утворюється масив даних коефіцієнта зчеплення в повздовжньому напрямі (φ_x) та відносних ковзань в повздовжньому та поперечному напрямах. За отриманими даними будуються залежності φ_x (S_x, S_y).

Аналогічно за даними, отриманими під час випробувань № 2 будуються J_x, J_y, V_a, δ, $V_{ЗП}$, $V_{ЗЛ}$, від часу t, та за формулами (2.1), (2.2) розраховуються значення ковзання коліс в повздовжньому і поперечному напрямах та будуються таблиці. Коефіцієнт зчеплення в поперечному напрямку визначається як відношення бічної сили, реалізованої в плямі контакту коліс до динамічного вертикального навантаження на задню вісь, тобто з виразу:

$$\varphi_y = \frac{R_y}{R_{z2дин.}} \tag{2.11}$$

Бічна сила (Ry) розраховується на підставі бічного прискорення з урахуванням перерозподілу навантажень під час гальмування задньою віссю. Відповідно до рекомендацій [16] для передньопривідного автомобіля:

$$R_y = J_y m_a - 0{,}015 R_{z1дин.} \tag{2.12}$$

Якщо автомобіль задньопривідний:

$$R_y = J_y m_a - 0{,}01 R_{z1дин.} \ , \tag{2.13}$$

де J_y – поперечне прискорення кузова над задньою віссю автомобіля, м/с^2;

m_a – маса автомобіля, кг;

$R_{z1дин.}$ – динамічне вертикальне навантаження на передню вісь, Н.

Динамічне вертикальне навантаження на загальмовувану вісь розраховується з врахуванням довантаження або розвантаження в процесі гальмування задньої осі відповідно до формул (2.7) та (2.8). У інтервалі гальмування аналізуються ділянки, де S_x, S_y=const (допуск ± 1 %) впродовж не менше 0,3с.

В результаті утворюється масив даних коефіцієнта зчеплення в повздовжньому напрямі (φ_x) і відносних ковзань в повздовжньому та поперечному напрямах. У відповідності до отриманими даними побудовано поверхні φ_y (S_x, S_y).

На основі φ-S діаграм в подовжньому та поперечному напрямках побудовано сумарну φ-S діаграму нешипованої і шипованої шини (див. рис. 2.1 а).

Висновки

1. Застосована методика дозволяє отримати φ-S діаграми на будь-який поверхні (вкритій льодом, снігом, водою, сухий асфальт і т.д.) за допомогою полігонних випробувань на автомобілях з неошипованими та ошипованими шинами.
2. Отримані результати під час випробувань можуть будуть використані в процесі удосконалення систем активної безпеки.

3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СИСТЕМИ ESP

3.1 Мета і завдання експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є:

- перевірка працездатності методики отримання залежностей φ-S діаграм на поверхні вкритій льодом в повздовжньому та поперечному напрямках;
- перевірка працездатності та адекватності методу визначення ефективності дії систем ISP.

Завданнями експериментального дослідження є:

- підготовка експериментального автомобіля, оснащення його шинами необхідного типу;
- установка та налаштування вимірювальної і реєструючої апаратури, підготовка випробувального устаткування;
- проведення експериментальних заїздів;
- обробка та аналіз результатів випробувань.

Як об'єкт випробувань я використовув свій власний легковий повнопривідний автомобіль марки Nissan моделі X-Trail III (рис. 3.1), оснащений сучасною системою ISP. Компанія Nissan для позначення даної системи використовує торгове найменування Vehicle Dynamic Control (VDC), Основні характеристики випробувального автомобіля представлені в керівництві по експлуатації Nissan X-Trail III [17] і на сайті виробника [18].



Рисунок 3.1 – Випробувальний автомобіль Nissan X-Trail III

В процесі проведення випробувань на автомобіль я встановлював два типи зимових шин: з шипами та нешиповані шини марки Yokohama IceGUARD Stud iG55 (рис. 3.2). Обидві шини мають однаковий номер партії, конструкцію, склад шини і малюнок протектора, але, один комплект був знятий з лінії ошиповки для проведення випробувань. Таким чином, відмінність шин полягає тільки в наявності шпильок проти ковзання. Цим досягається виключення інших чинників в процесі визначення ступеня вплив шпильок проти ковзання на загальний процес взаємодії шин з опорною поверхнею. Основні технічні характеристики шин, що використовуються, представлені в таблиці 3.1.



а) б)

Рисунок 3.2 - Зимові шини марки Yokohama Ice GUARD Studi G55: а) з шипами; б) без шипів

Для забезпечення загальмовування окремо передньої або задньої осі автомобіля під час проведення випробувань застосовувалися спеціальні затискачі для перетискання гальмівних шлангів (рис. 3.3).



а) б)

Рисунок 3.3 – Затискачі для перекривання гальмівних шлангів (а) і їх встановлення (б)

Таблиця3.1 – Основні технічні характеристики шин

Тип	Зимові шиповані	Зимові нешиповані
Марка	Yokohama	Yokohama
Модель	Ice GUARD Studi G55	Ice GUARD Studi G55
Розмірність	225/55 R18	225/55 R18
Індекс навантаження	102(850кг)	102(850кг)
Індекс швидкості	T(190км/ч)	T(190 км/ч)
Число шпильок	128	-
Маса колісного диску з шиною, кг	13,4	13,2
Стан	Нове	Нове
Маса шини	13,2 кг	13 кг

Для візуалізації процесів роботи ISP на всі шини білою фарбою були нанесені контрольні мітки, представлені на рис. 2.2.

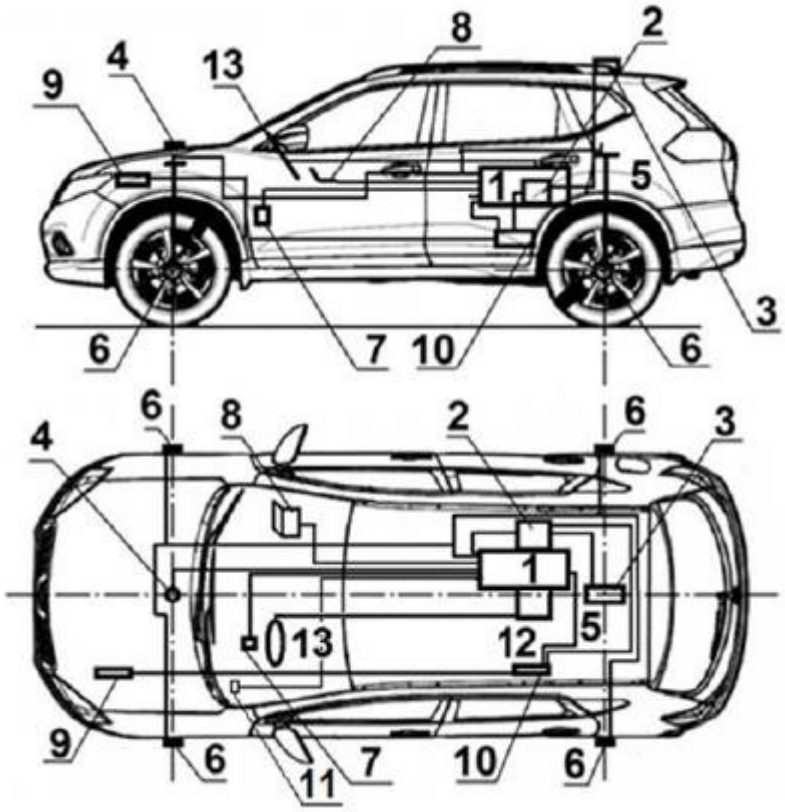
3.2 Обладнання для вимірювання параметрів

Для вимірювання досліджуваних параметрів на автомобіль встановлено наступну вимірювальну та реєструючу апаратуру Німецького виробництва: виносні сенсори частоти обертання коліс WPT фірми KISTLER; сенсор зусилля натиснення на гальмівну педаль CPFTA фірми KISTLER; універсальна вимірювальна система збору та обробки даних CS 1016 FAMOS Online фірми IMC; сенсори прискорень та кутових швидкостей Tri-Axial Navigational Sensor (TANS) фірми KISTLER; динамометричне вимірювальне кермо MEASURE MENTS TEERING WHEEL (MSW) фірми KISTLER; GPS антена фірми IMC. Також використовувалася система зчитування параметрів руху автомобіля за допомогою бортової комунікаційної шини передачі даних CAN.

Живлення устаткування здійснювалося від бортової мережі автомобіля через блок розподілу Small 12V Power Distributor Box. Розміщення вимірювальної та реєструючої апаратури відображено на рис. 3.4. Оскільки застосовувався широкий спектр апаратури, на рис 3.5. показано схему її з'єднання у вимірювальний комплекс. Окрема робота була проведена по реєстрації даних, отриманих від штатних сенсорів автомобіля через бортову комунікаційну шину CAN. Для цього був задіяний окремий «порт» блоку реєстрації та аналізу даних. З огляду на те, що робот для керма не може бути змонтований при встановленому динамометричному вимірювальному кермі

MSW, а інформація про поворот необхідна під час виконання маневру «усічена синусоїда». то інформацію отримували з штатного сенсора, встановленого на автомобілі за допомогою з'єднання апаратури з бортовою комунікаційною шиною CAN автомобіля.

Кутова швидкість коліс вимірювалася зовнішніми виносними сенсорами фірми WPT [20]. Рухома частина сенсора жорстко фіксуються на кріпильних гайках колеса. Відповідно нерухома частина кріпиться до кузова автомобіля спеціальними вакуумними кронштейнами через телескопічні штанги, які дозволяють компенсувати вертикальні переміщення коліс щодо кузова в межах ходу підвіски, а також поворот передніх керованих коліс під час маневрування автомобіля.



1 – компактна мобільна система збору і обробки даних CS1016FAMOS Online; 2 - CDS-GPS-процессор; 3 - GPS-антенна CDS-GPS; 4 - GPS-антенна IMC; 5 - сенсор прискорень і кутових швидкостей TANS; 6 - виносний сенсор кутової швидкості колеса WPT; 7 - сенсор зусилля натиснення на педаль гальма CPFTA; 8 - ноутбук з програмним забезпеченням IMC; 9 – акумуляторна батарея автомобіля; 10 - блок розподілу живлення Small 12 V Power Distributor Box; 11 - система реєстрації даних, отриманих через бортову комунікаційну шину передачі даних CAN; 12 - MSW процесор; 13 - динамометричне вимірювальне кермо MSW.

Рисунок 3.4 - Схема розміщення на автомобілі вимірювальної та реєструючої апаратури

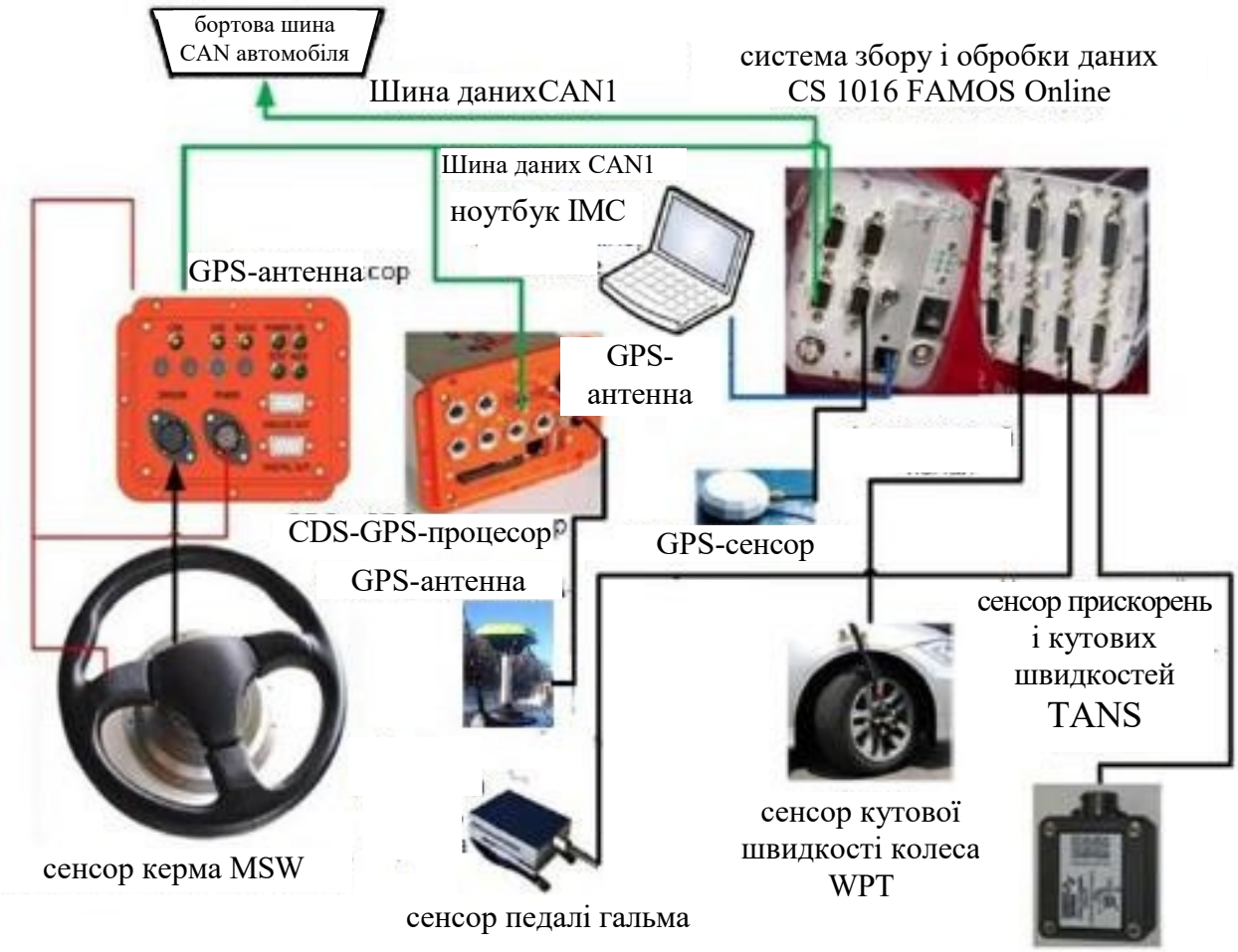


Рисунок 3.5 – Схема з'єднань вимірювального та реєструючого обладнання

Дві антени GPS/ГЛОНАСС використовувалися для визначення географічних координат двох точок автомобіля. Антена №1 встановлювалася на капот в районі центру передньої осі автомобіля, антена №2 закріплено на дах, в районі центру задньої осі. Обидві антени синхронізувалися в мобільній системі збору та обробки даних IMC CS 1016 FAMOS ONLINE. Антена № 1підключена до з'єднання «ANT» системи IMC, одночасно антена № 2 підключалася до реєстратора даних CDS-GPS CLOGMA, де сигнал оброблявся, перетворювався в цифровій та по шині CAN надходив у відповідний роз'єм «CAN2» на корпусі системи збору та обробки даних IMC.

На штатне кермо автомобіля встановлюються рульове колесо MSW та його вимірювальний модуль за допомогою адаптера з затискачами (рис. 3.6). Цей пристрій складається з ротора і статора обладнаного тензометричними сенсорами, які визначають зусилля на кермі, а також імпульсного сенсора для визначення кута повороту. Інформація з модуля MSW перетворювалася в цифровий сигнал та по шині CAN передавалася реєстратору даних CDS-GPS CLOGMA звідки він разом з цифровим сигналом антени № 2 передавався на

відповідний роз'єм «CAN 2» на корпусі системи збору та обробки даних IMC.



а) б)

Рисунок 3.6 – Вимірювальний пристрій MSW/S Measurement Steering Wheel: а - процесорний модуль; б - вимірювальний модуль та кермо MSW

Вимірювання зусилля дії на педаль робочої гальмівної системи під час гальмування здійснювалось за допомогою сенсора CPFTA. Його закріплено на педаль за допомогою спеціального затискача та з'єднано кабелем з системою IMC, яка передавала покази сенсора в режимі реального часу на монітор комп'ютера типу «ноутбук» з програмним забезпеченням IMC DEVICES 2.7R3.

3.3 Визначення вагових та геометричних характеристик автомобіля

Після встановлення на автомобіль вимірювального та реєструючого устаткування за допомогою електронної ваги ВПП-2-1 [21] були виміряні нормальні реакції на колесах та визначені координати центру мас. Дана методика передбачає визначення навантажень на колеса в горизонтальному положенні (кут нахилу автомобіля ß=0°) і в трьох похилих положеннях автомобіля, отриманих шляхом підйому задньої осі на кути 6°, 7°, 8°. Ці кути вимірюються за допомогою оптичного квадранта КО-3ОМ.

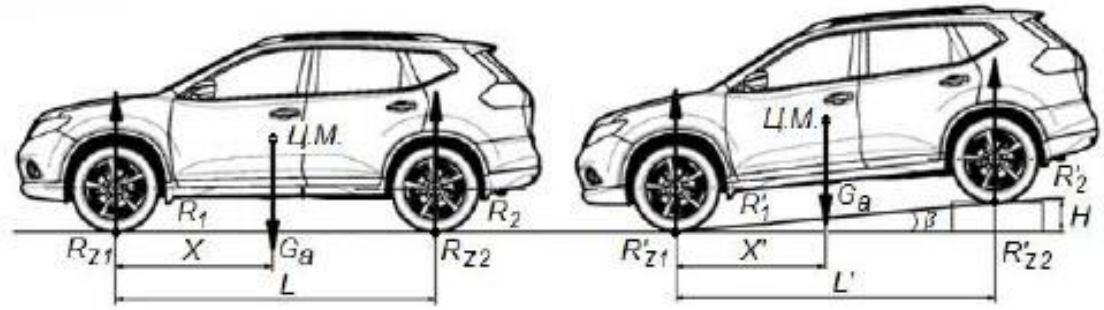


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема для визначення координат центру мас

В процесі цих вимірювань за допомогою штангенрейсмусу 100-1000 були

визначені необхідні надалі величини статичних радіусів коліс автомобіля. База автомобіля вимірювалася за допомогою рулетки.

Відповідно до вдосконаленої методики, яка враховує різницю статичних радіусів передніх та задніх коліс, розраховувалася висота центру мас (Н) для трьох похилих положень:

$$h_g = r_c + \frac{\Delta m L}{m_a tg\alpha} \ , \tag{3.1}$$

де: r_c – статичний радіус коліс, мм;

L – база автомобіля, мм;

Δm - різниця між навантаженнями на передню вісь в горизонтальному та похилому положеннях автомобіля, кг;

m_a – маса автомобіля, кг;

tgα – значення тангенсу кута нахилу автомобіля.

Аналізуючи формулу (3.1) бачимо, що вона не враховує різницю статичних радіусів коліс передньої та задньої осей, яка виникає через різницю тиску в шинах і навантажень на осі. Виходячи загальні фізичні залежності, ця формула була допрацьована з урахуванням різниці радіусів коліс передньої та задньої осей:

$$h_g = r_{c\,ср} + \frac{\Delta m L}{m_a tg\alpha} \ , \tag{3.2}$$

$$r_{c\,ср} = r_{c1} + \frac{m_{a2}}{m_a}(r_{c2} - r_{c1}) \ , \tag{3.3}$$

де: r_{ccp} - середній статичний радіус коліс автомобіля в поперечній площині, що проходить через центр мас, мм;

r_{c1},r_{c2} – відповідно статичні радіуси коліс передньої та задньої осі, мм;

m_{a2} – навантаження (маса) на задню вісь в горизонтальному положенні, кг;

Результати розрахунку висоти центру мас за формулою (3.2) представлені в таблиці 3.2.

Таблиця3.2 – Висота центру мас випробувального автомобіля

Стан ухилу	α	tgα	Δm	h_q
1	$\alpha_1=(\alpha_{1кв}-\alpha_{кв})=9°26'-3°29'=5°97'$	0,1045	20кг	645,2мм
2	$\alpha_2=(\alpha_{2кв}-\alpha_{кв})=10°31-3°29'=7°$	0,1234	24кг	650,2мм
3	$\alpha_3=(\alpha_{3кв}-\alpha_{кв})=11°28'-3°29'=7°9'$	0,1402	27,5кг	652,9мм
Середнє арифметичне значення висоти центру мас:				650мм

Для виконання випробувальної програми були задіяні: водій - маса тіла 75 кг та пасажир-дослідник - маса тіла 92 кг.

За остаточний результат маси автомобіля приймається середнє арифметичне чотирьох набутих значень відповідно до протоколу:

$$m_a=(1673+1672,5+1672+1673)/4=1670кг.$$

Розподіл навантаження по колесах та загальна маса автомобіля з експертами-випробувачами склала: переднє ліве колесо - 479,5кг; переднє праве колесо - 460 кг; передня вісь - 939,5 кг; заднє ліве колесо - 371 кг; заднє праве колесо - 362,5 кг; задня вісь - 733,5 кг; загальна маса автомобіля - 1670кг.

Для збереження вагових характеристик автомобіля під час випробувань рівень палива в баку підтримувався в діапазоні 20…30 л.

3.4 Метод оцінки ефективності дії системи ISP на льоду

В результаті аналізу було встановлено, що в даний час в Україні окремі правила відносно керованості та стійкості автомобілів категорії М1, К1, скасувалися. Згідно Технічному регламенту митного союзу (ТР ТС 018/2011) [22] випробування автомобіля на стійкість зводиться до визначення ефективності дії системи ISP за допомогою правил ЄЕК ООН №13Н-00 [1]. Ці Правила включають частину глобальних технічних правил (ГТП) №8 [23]. Згідно яких, ефективність дії системи ISP визначається за наслідками виконання маневру «усічена синусоїда» із застосуванням рульового робота шляхом вимірювання швидкості рискання через певні інтервали часу після завершення повороту керма. Недоліком такого методу є вузька область застосування. Метод, запропонований в ГТП №8, розроблений для випробувань автомобіля на опорній поверхні з високим коефіцієнтом зчеплення. Проте, очевидно, що втрата стійкості та керованості автомобіля більш вірогідна на поверхні з низьким коефіцієнтом зчеплення (втрамбований сніг, лід). Таким чином, необхідна розробка методики та критерію оцінки ефективності дії ISP, що дозволяє проводити випробування на опорних поверхнях з низьким коефіцієнтом зчеплення.

Ошипування протектора шини також може впливати на ефективність дії ISP, оскільки змінюється зчеплення колеса в повздовжньому та поперечному напрямі залежно від прослизання колеса. Методика випробувань, вказана в правилах ЄЕК ООН №13Н - 00 та ГТП №8, відповіді на це питання не дає.

До методу оцінки ефективності дії системи ISP, що застосовано у дипломній роботі, були сформульовані наступні вимоги:

- можливість визначення необхідних параметрів для розрахунку критерію;
- можливість оцінювати ефективність на різних покриттях з низьким коефіцієнтом зчеплення;
- у випробуваннях повинне бути використане дорожнє покриття, що

дозволяє випробовувати шиповані шини;

- індивідуальні особливості випробувача не повинні робити впливу на результати випробувань.

Як випробувальне покриття пропонується використовувати крижану поверхню. Не дивлячись на те, що лід не є стабільним покриттям, можливе отримання адекватних результатів випробувань. Необхідно ретельно відстежувати температуру та стан крижаного покриття від одного випробувального заїзду до іншого.

За основу методу оцінки ефективності дії ЕКС, що застосовано у роботі, вирішено використовувати методику, описану в Правилах ЄЕК ООН №13Н - 00.

Випробувальний маневр виконувався у вигляді «Усіченої синусоїди», виконуваний за допомогою рульового робота, але із зміненими параметрами повороту керма та швидкості руху автомобіля.

Завдяки проведення попередніх випробувань експериментальним шляхом були визначені оптимальні значення параметрів руху автомобіля та налаштування рульового робота.

Швидкість виконання маневру «усічена синусоїда на льоду» була зменшена до 45±2 км/год. Кут повороту керма рульовим роботом визначається за формулою: a' = 3,3A', де A' кут повороту керма за максимально можливого бічного прискорення при русі автомобіля без ковзання на швидкості 45 км/год.

Розглядаючи поведінку випробовуваного автомобіля в процесі маневру «усічена синусоїда» на покритті з високим коефіцієнтом зчеплення, було встановлено, що втрата стійкості та керованості більш вірогідна в завершальній фазі маневру. Тому на завершальній фазі вимірюють показник кутової швидкості автомобіля щодо вертикальної осі (ω_z) по методиці Правил ЄЕК ООН №13Н - 00.

В процесі виконання маневру «усічена синусоїда на льоду» втрата керованості та стійкості може виникнути у будь-який момент часу. Виходячи з цього, було вирішено розбити маневр на 6 характерних ділянок та для кожного оцінювати ефективність дії системи ISP (рис. 3.8). На першій ділянці більш вірогідний знос автомобіля, на другому і подальших можливий знос та занесення автомобіля.

Як оцінний критерій використовують кутову швидкість автомобіля щодо вертикальної осі (ω_z). В нашому випадку це неможливо, оскільки на кожній подальшій ділянці кутова швидкість залежатиме від спрацьовування системи на попередніх ділянках. Також неможливо використовувати умову зсуву центру мас автомобіля щодо первинного прямолінійного курсу, яка повинна складати не менше 1,83 м. Виходячи з цього, вирішено використовувати значення середнього кутового прискорення автомобіля щодо вертикальної осі ε_{zcpi} на ділянці заїзду з рульовим роботом:

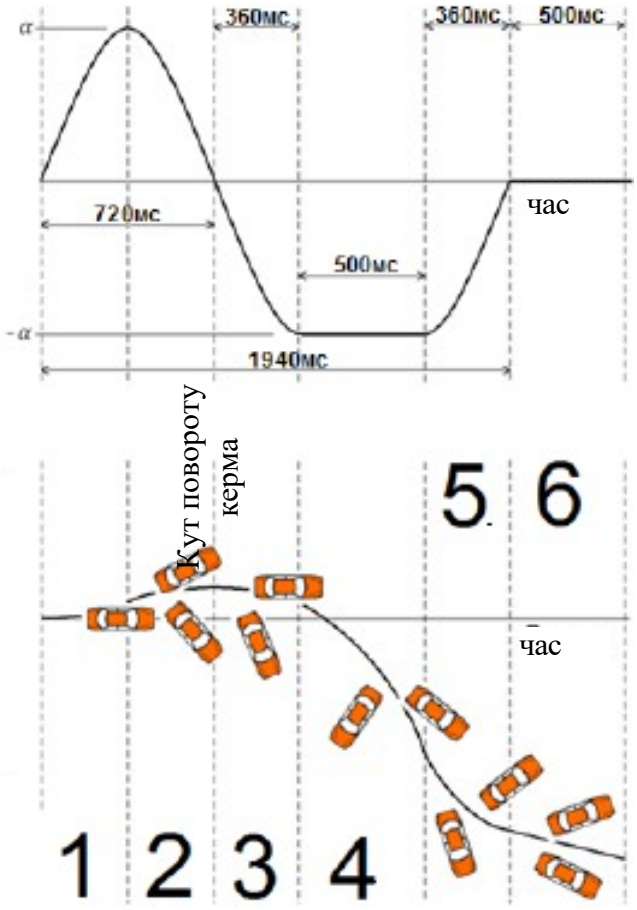


Рисунок 3.8 - Приклади втрати стійкості та керованості автомобіля на ділянках під час виконання маневру «усічена синусоїда»

Очевидно що, чим швидше і адекватніше автомобіль реагує на зміну кута повороту керма, тим інтенсивніше змінюється його кутова швидкість щодо вертикальної осі (ω_z). Система ISP може впливати на гальмівні механізми автомобіля та створювати розвертаючий момент щодо вертикальної осі, тим самим впливаючи на кутову швидкість автомобіля та кутове прискорення.

Для визначення ефективності дії системи ISP середнє значення кутового прискорення автомобіля щодо вертикальної осі (ε_{zcp}) на ділянці заїзду з рульовим роботом порівнюється із значенням, що ідеалізується ($\varepsilon_{зід.ср}$). Чим ближче значення середнього реального та середнього ідеального кутового прискорення,тим ефективніше робота системи IS P на ділянці маневру «усічена синусоїда».

Ідеальні кутове прискорення та кутова швидкість є характеристиками, які можливі за наступних умов:

- автомобіль має абсолютно жорсткий кузов, ідеальну підвіску;
- автомобіль немає люфтів в рульовому та інших механізмах;
- автомобіль рухається без відведень коліс з малою швидкістю. Значення

середнього кутового прискорення автомобіля, яке ідеалізується, на ділянці щодо вертикальної осі ($\varepsilon_{\text{іід.ср}}$) визначається з формул:

$$\varepsilon_{i\,z\,\text{ср ид}} = \frac{\int_0^{t\,i\,\text{уч}} \varepsilon_{i\,z\,\text{ид}}(t)dt}{t_{i\,\text{уч}}}\ , \tag{3.6}$$

$$\varepsilon_{i\,z\,\text{ид}} = \frac{d\omega_{i\,z\,\text{ид}}}{dt} \tag{3.7}$$

Потрібне кутове прискорення автомобіля визначаємо з виразу:

$$\omega_{z\,\text{ид}} = \frac{V_a}{R}\ , \tag{3.8}$$

де V_a – модуль вектора швидкості автомобіля відносно вертикальної осі, м/с;

R – радіус повороту задньої осі автомобіля, м.

Радіус траєкторії руху центру задньої осі автомобіля визначається з врахуванням кута повороту керма (α) під час маневру «усічена синусоїда» визначається за формулою:

$$R = \frac{L}{tg\frac{\alpha}{U_{\text{ру}}}}\ , \tag{3.9}$$

де L – база автомобіля, м;

α – кут повороту керма під час маневру «усічена синусоїда», град;

$U_{ру}$ – передавальне число рульового управління.

Умова ефективності на одному типі шин: $К_{шi} < 1$ та $К_{нші} < 1$. В цьому випадку можна стверджувати, що стійкість і керованість автомобіля з системою не гірші, ніж без неї.

Для визначення ефективності дії системи ISP на різних типах шин необхідно вибрати ділянки заїзду з рульовим роботом, де на всіх типах шин спрацьовувала система ISP. Для цих ділянок обчислюється значення ефективності на різних типах шин *(E):*

$$E_{\text{ш}} = \frac{\varepsilon_{z\,\text{ср}\,i\,\text{ш вкл}}}{\varepsilon_{z\,\text{ср}\,i\,\text{ш откл}}}\ , \tag{3.16}$$

$$E_{\text{нш}} = \frac{\varepsilon_{z\,\text{ср}\,i\,\text{нш вкл}}}{\varepsilon_{z\,\text{ср}\,i\,\text{нш откл}}} \tag{3.17}$$

Величина Δ_E показує в скільки разів ефективність на одному типі шин вище, ніж на іншому:

$$\Delta_E = \frac{E_{\text{нш}}}{E_{\text{ш}}} \tag{3.18}$$

Якщо ж на даній ділянці ефективність з включеною системою була нижчою, ніж з відключеною, то Δ_E показує, в скільки разів ефективність на одному типі

шин нижче, ніж на іншому.

За допомогою розробленого критерію можливо визначати ефективність дії системи ISP на льоду, а так само на інших покриттях, проте, з іншими налаштуваннями рульового робота.

Висновки

Як об'єкт випробувань вибраний типовий легковий автомобіль Nissan X-trail 2015 модельного року, оснащений системою ISP. Встановлене на автомобіль вимірювальне устаткування дозволяє визначати необхідні показники з необхідною точністю.

Застосований метод дозволяє оцінювати ефективність дії системи ISP на льоду на автомобілях, оснащених шипованими шинами.

Дані, отримані під час випробуваннях можуть бути використані в процесі удосконалення систем активної безпеки.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СИСТЕМИ ESP

Відповідно до методики випробувань приведені всі умови та характеристики випробувальних заїздів. Якщо дослідний автомобіль виїжджав за межі розміченого випробувального коридору, то заїзд вважався незарахованим.

Під час проведення випробувальних заїздів здійснювалася відео зйомка, яка використовувалася в процесі вивчення поведінки автомобіля на крижаній поверхні.

4.1 Аналіз експериментальних *φ*-S діаграм

За результатами випробувальних маневрів «Гальмування задньою віссю в повороті» та «Гальмування одним заднім колесом», згідно формул описаних в пункті 2.3 були визначені та побудовані графіки залежностей φ_x, φ_y, δ, S_x, α від часу t.

Для побудови *φ-S* діаграм в повздовжньому та поперечному напрямках аналізувалися певні інтервали, де ковзання колеса в повздовжньому напрямі(S_x) було в межах погрішності проведення експерименту, при цьому решта значень бралася по середній величині на аналізованому інтервалі. Приклади обробки представлені на рис. 4.1.

Результати випробувального маневру «Гальмування одним заднім колесом» приведені в таблиці 4.1 та 4.2, а за випробувального маневру «Гальмування задньою віссю в повороті» в таблиці 4.3 та 4.4.

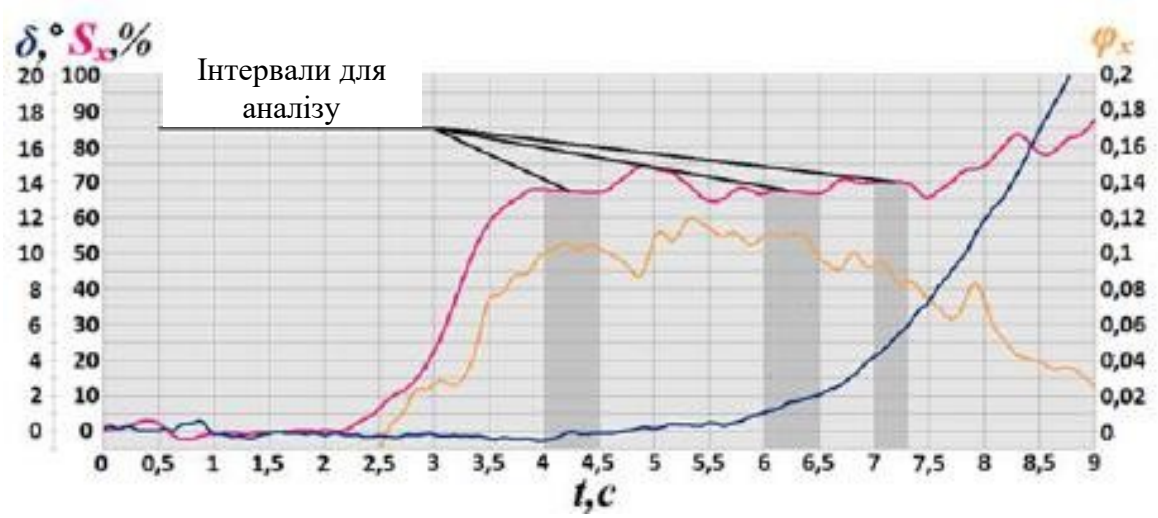
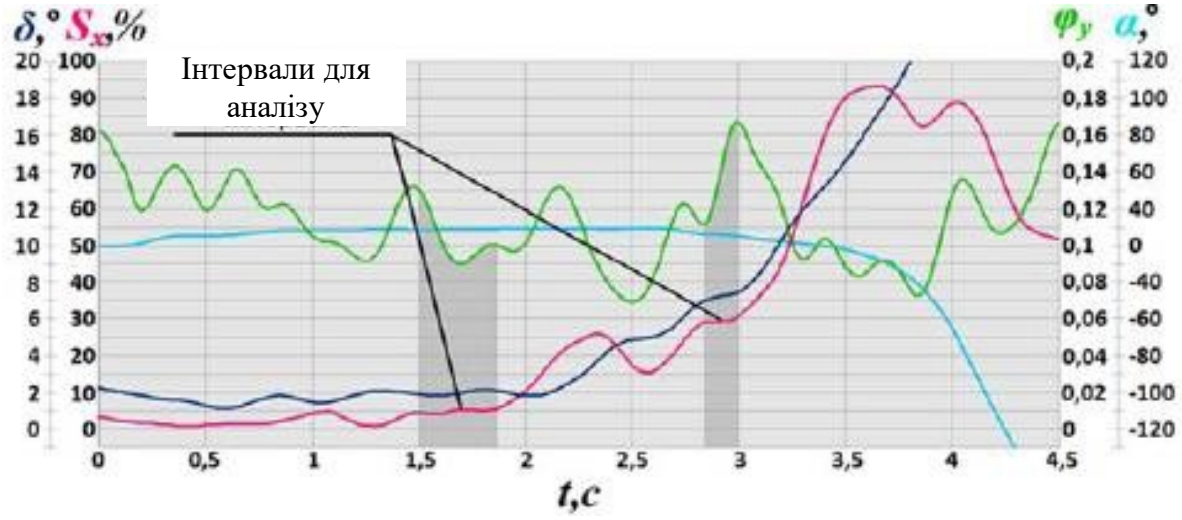


Рисунок 4.1а – Залежності φ_x, δ, S_x від часу в процесі маневру «Гальмування одним заднім колесом»



α - кут повороту керма; δ – кут відведення задньої осі; S_x – повздовжнє ковзання колеса; φ_x – коефіцієнт зчеплення в повздовжньому напрямі; φ_y - коефіцієнт зчеплення в поперечному напрямі; t -час.

Рисунок 4.1б – Залежності φ_y, δ, S_x, α від часу в процесі маневру «Гальмування задньою віссю в повороті»

Таблиця 4.1 – Залежність коефіцієнта зчеплення від ковзання та кута відведення (гальмування одним заднім колесом, шини - зимові шиповані)

S_y= 0%; δ =0˚										
S_x,%	5	10	15	20	30	40	50	70	90	100
φ_x	0,165	0,173	0,175	0,178	0,180	0,180	0,178	0,170	0,155	0,145
S_y=3,4%;δ=2˚										
φ_x	0,130	0,160	0,164	0,165	0,168	0,170	0,170	0,160	0,140	0,125
S_y=6,9%;δ=4˚										
φ_x	0,130	0,154	0,155	0,156	0,158	0,160	0,160	0,150	0,130	0,110
S_y=10,4%;δ=6˚										
φ_x	0,074	0,870	0,097	0,105	0,120	0,127	0,135	0,140	0,120	0,100
S_y=13,9%; δ=8˚										
φ_x	0,025	0,040	0,055	0,065	0,080	0,085	0,090	0,095	0,100	0,09

Таблиця 4.2 – Залежність коефіцієнта зчеплення від ковзання та кута відведення (гальмування одним заднім колесом, шини - зимові без шипів)

S_y= 0%; δ =0˚										
S_x,%	5	10	15	20	30	40	50	70	90	100
φ_x	0,165	0,162	0,161	0,158	0,15	0,142	0,140	0,130	0,120	0,110
S_y=3,4%;δ=2˚										

φ_x	0,135	0,155	0,152	0,150	0,145	0,137	0,130	0,120	0,110	0,100
S_y= 6,9%; δ=4˚										
φ_x	0,130	0,150	0,147	0,145	0,140	0,130	0,120	0,110	0,100	0,095
S_y=10,4%;δ=6˚										
φ_x	0,070	0,085	0,088	0,090	0,085	0,080	0,075	0,070	0,065	0,060
S_y=13,9%;δ=8˚										
φ_x	0,025	0,040	0,048	0,051	0,055	0,048	0,038	0,03	0,022	0,020

Таблиця 4.3 – Залежність коефіцієнта зчеплення від ковзання та кута відведення (гальмування задньою віссю в повороті, шини - зимові шиповані)

S_y=3,4%;δ=2˚										
S_x,%	5	10	15	20	30	40	50	70	90	100
φ_y	0,151	0,140	0,115	0,097	0,075	0,054	0,043	0,039	0,036	0,032
S_y= 6,9%; δ=4˚										
φ_y	0,172	0,162	0,129	0,100	0,079	0,057	0,050	0,047	0,045	0,040
S_y=10,4%;δ=6˚										
φ_y	0,176	0,167	0,144	0,111	0,094	0,072	0,057	0,047	0,043	0,040
S_y=13,9%;δ=8˚										
φ_y	0,180	0,173	0,158	0,126	0,108	0,075	0,057	0,047	0,043	0,040

Таблиця 4.4 - Залежність коефіцієнта зчеплення від ковзання та кута відведення (гальмування задньою віссю в повороті, шини - зимові без шипів)

S_y=3,4%;δ=2˚										
S_x,%	5	10	15	20	30	40	50	70	90	100
φ_y	0,144	0,126	0,108	0,086	0,064	0,043	0,029	0,021	0,016	0,009
S_y= 6,9%; δ=4˚										
φ_y	0,162	0,144	0,117	0,063	0,045	0,028	0,021	0,018	0,014	0,010
S_y=10,4%;δ=6˚										
φ_y	0,120	0,116	0,105	0,090	0,075	0,050	0,038	0,027	0,016	0,012
S_y=13,9%;δ=8˚										
φ_y	0,090	0,085	0,080	0,073	0,065	0,050	0,036	0,029	0,020	0,013

Згідно представлених результатів в таблицях 4.1 - 4.4 побудовано *φ-S* діаграми для зимових шипованих та нешипованих шин (рис.4.2)

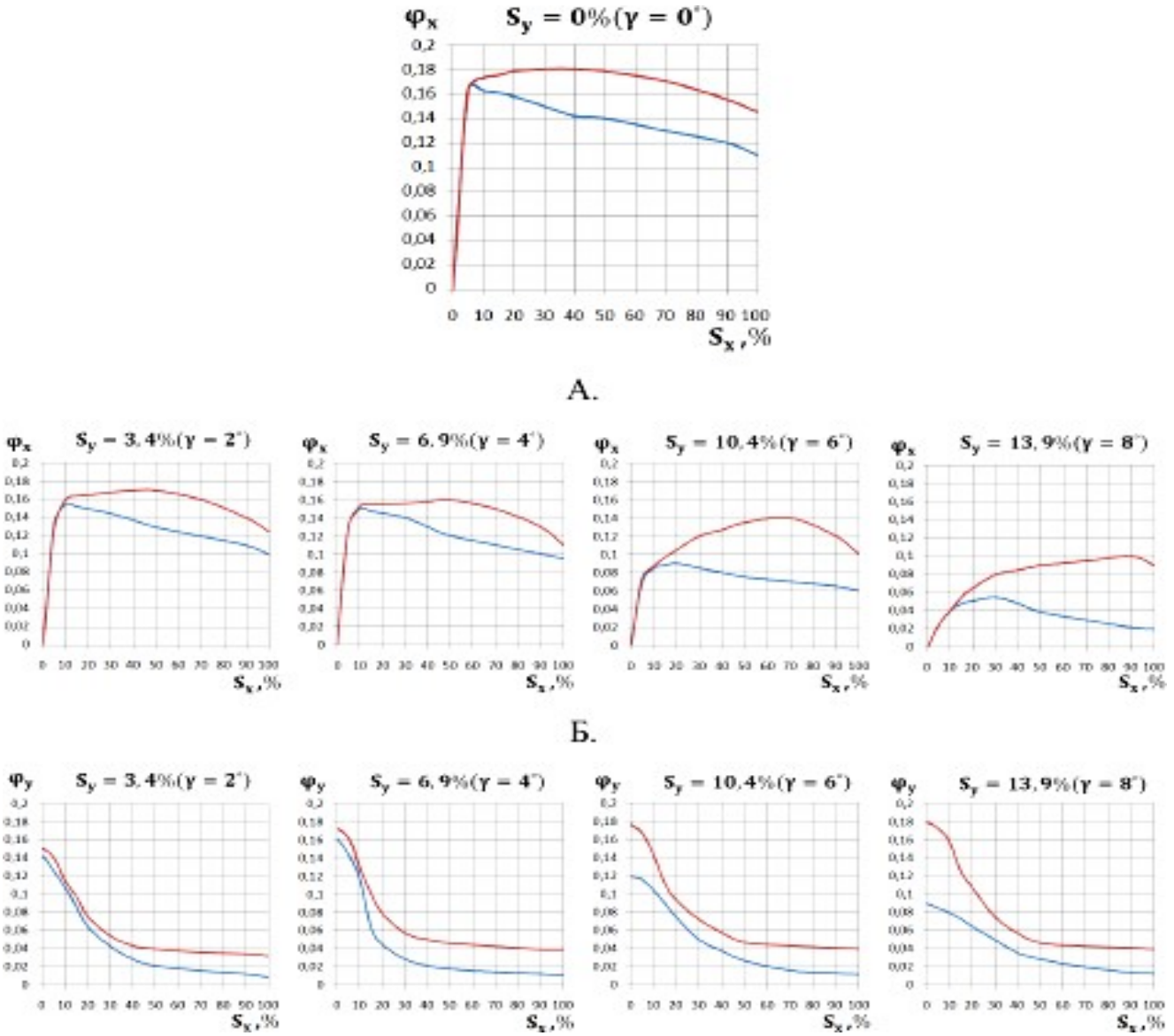


Рисунок 4.2 - φ_x (S_x, S_y) та φ_y (S_x, S_y) діаграми для зимових шипованих та нешипованих шин на льоду та асфальті: А - в подовжньому напрямі без відведення; Б – відповідно з відведенням; — шини без шипів; — шиповані шини

На рис. 4.2 А зображені *φ-S* діаграми отримані експериментальним шляхом без відведення. Її характер схожий з тими діаграмами, які в своїх роботах представили інші дослідники [3, 12], що доводить працездатність застосованого методу дослідження.

Для наочності представимо досліджувані залежності у вигляді тривимірних поверхонь рис. 4.3 - 4.6.

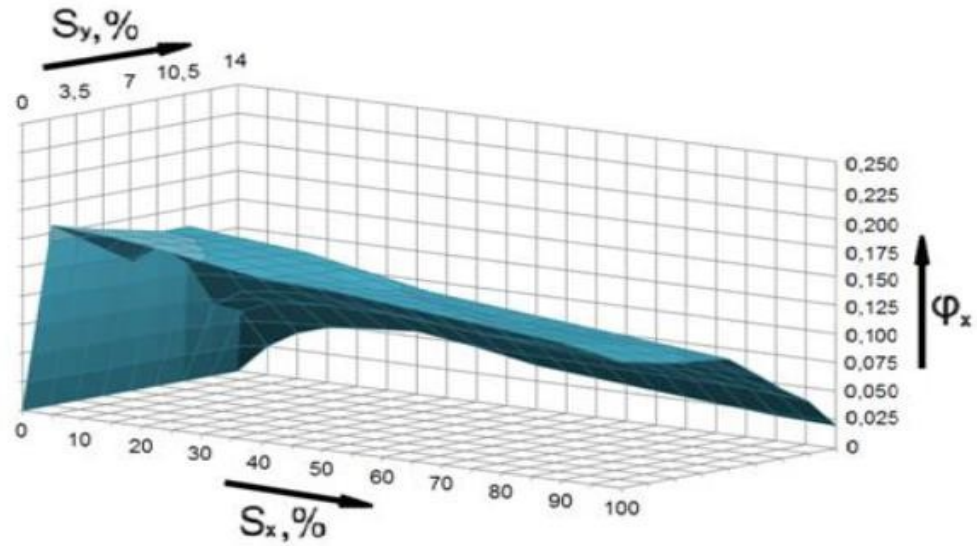


Рисунок 4.3 – Поверхня $\varphi_x (S_x, S_y)$ для зимових шин без шипів

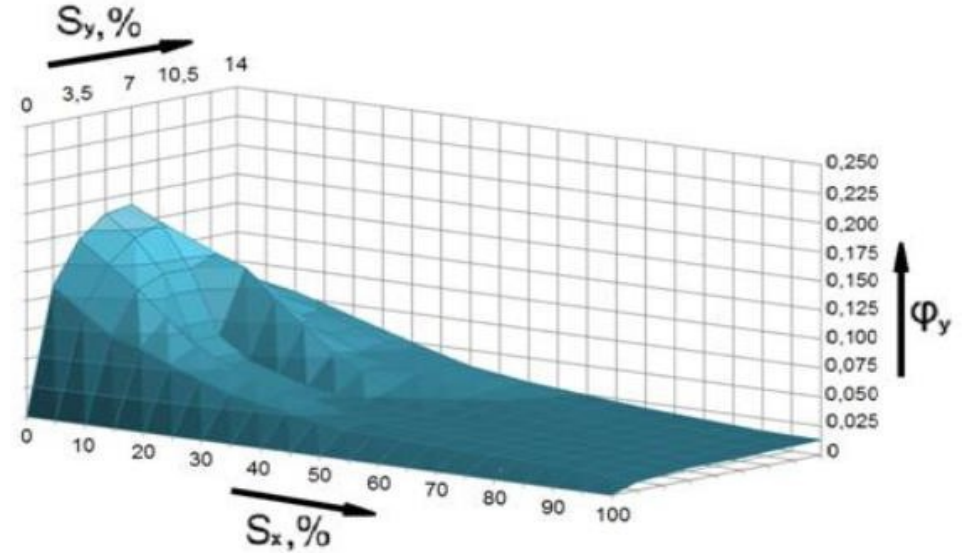


Рисунок 4.4 – Поверхня $\varphi_y (S_x, S_y)$ для зимових шин без шипів

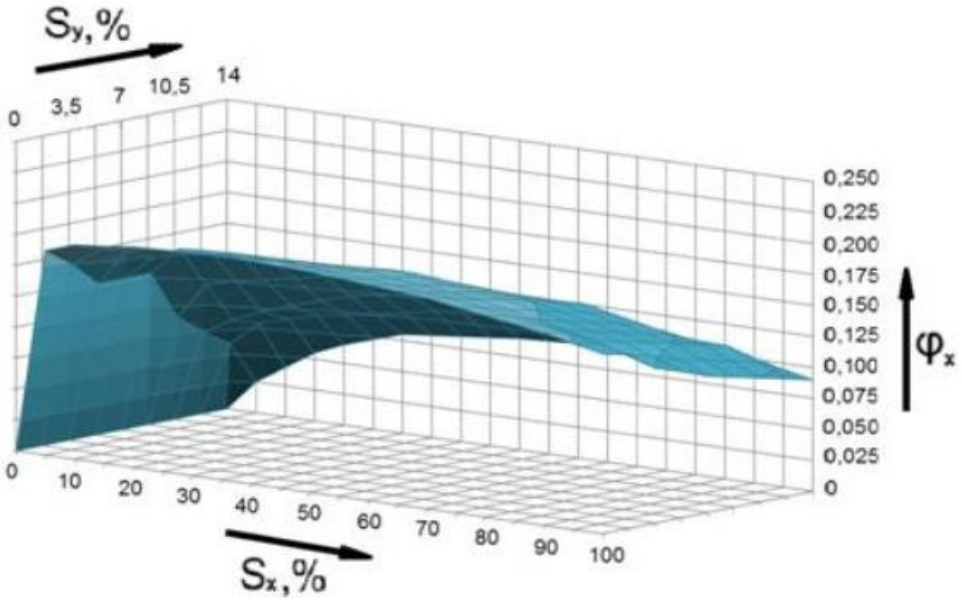


Рисунок 4.5 – Поверхня $\varphi_x (S_x, S_y)$ для зимових шин з шипами

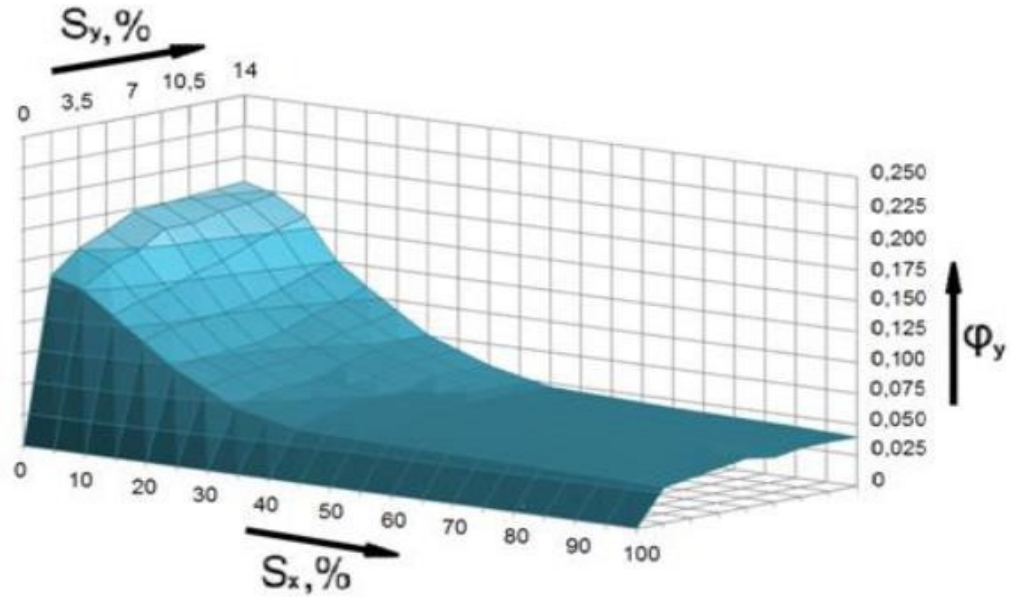


Рисунок 4.6 - Поверхня $\varphi_y (S_x, S_y)$ для зимових шин з шипами

На основі аналізу побудованих поверхонь можна стверджувати, що максимум поверхні $\varphi_x (S_x, S_y)$ для шини з шипами йде у бік великих ковзань в повздовжньому напрямі S_x. Для нешипованих шини це зростання менше. В поперечному напрямі S_y під час зростання ковзань поверхня $\varphi_x (S_x, S_y)$ для шини з шипами падає з меншою інтенсивністю, ніж поверхня для нешипованої шини. Абсолютний максимум поверхні для шини з шипами виріс зі значення 0,165 до 0,180.

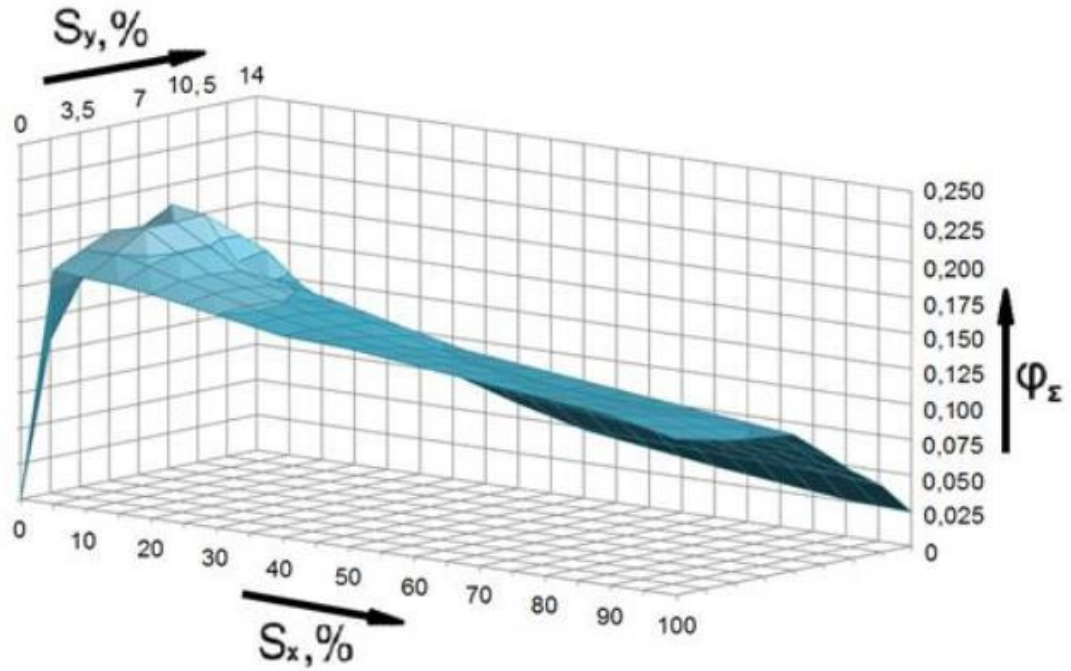


Рисунок 4.7 – Поверхня $\varphi_\Sigma (S_x, S_y)$ на льоду для зимової шини без шипів

В поперечному напрямку (рис. 4.4 та рис. 4.6) поверхня $\varphi_y (S_x, S_y)$ для шини з шипами не має яскраво вираженого максимуму, ніж для нешипованої. Абсолютний максимум поверхні для шини з шипами виріс зі значення 0,162 до

0,18 та продовжував збільшуватись за умови збільшенні ковзання в поперечному напрямі S_y. Шляхом векторного складання залежностей φ_x (S_x, S_y) та φ_y (S_x, S_y) можна отримати залежність φ_Σ (S_x, S_y), яка описує сумарне зчеплення шини з опорною поверхнею, рис. 4.7 - 4.8.

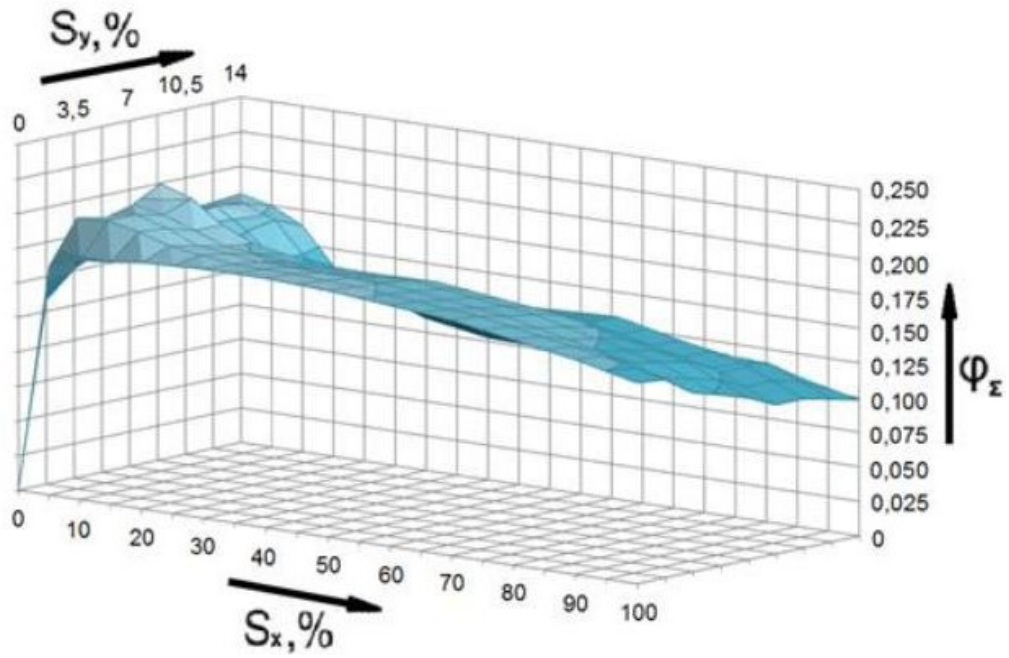


Рисунок 4.8 – Поверхня φ_Σ (S_x, S_y) на льоду для зимової шини з шипами

Аналіз побудованих діаграм показує, що абсолютний максимум коефіцієнта зчеплення шипованої шини по відношенню до нешипованої виріс із значення 0,19 до 0,21. Зі зростанням ковзань, як в подовжньому, так і в поперечному напрямі, поверхня діаграми шипованої шини не має такого різкого падіння, ніж у шини баз шипів. Це пояснюється тим, що шипи на колесах працює тільки досягши ковзання колеса більше 5%, як в повздовжньому,так і в поперечному напрямах. Це створює сприятливіші умови для роботи системи ISP.

4.2 Ефективність дії системи ISP на крижаній поверхні

За результатами випробувальних маневрів «усічена синусоїда на льоду» були визначені значення кута повороту рульового колеса (α), швидкостей коліс автомобіля ($V_{пп}$, $V_{пл}$. $V_{зп}$, $V_{зл}$), модуль вектора швидкості автомобіля щодо опорної поверхні (V_a), та значення кутової швидкості автомобіля (ω_z) щодо вертикальної осі для двох типів шин: шипованої та без шипів, а також для двох режимів стану системи ISP: увімкнута і відключена. Приклади цих залежностей представлені на рис. 4.9., 4.10. За допомогою формули 3.8 була розрахована кутова швидкість автомобіля, яка приймається за ідеальну та відображена на цих рисунках.

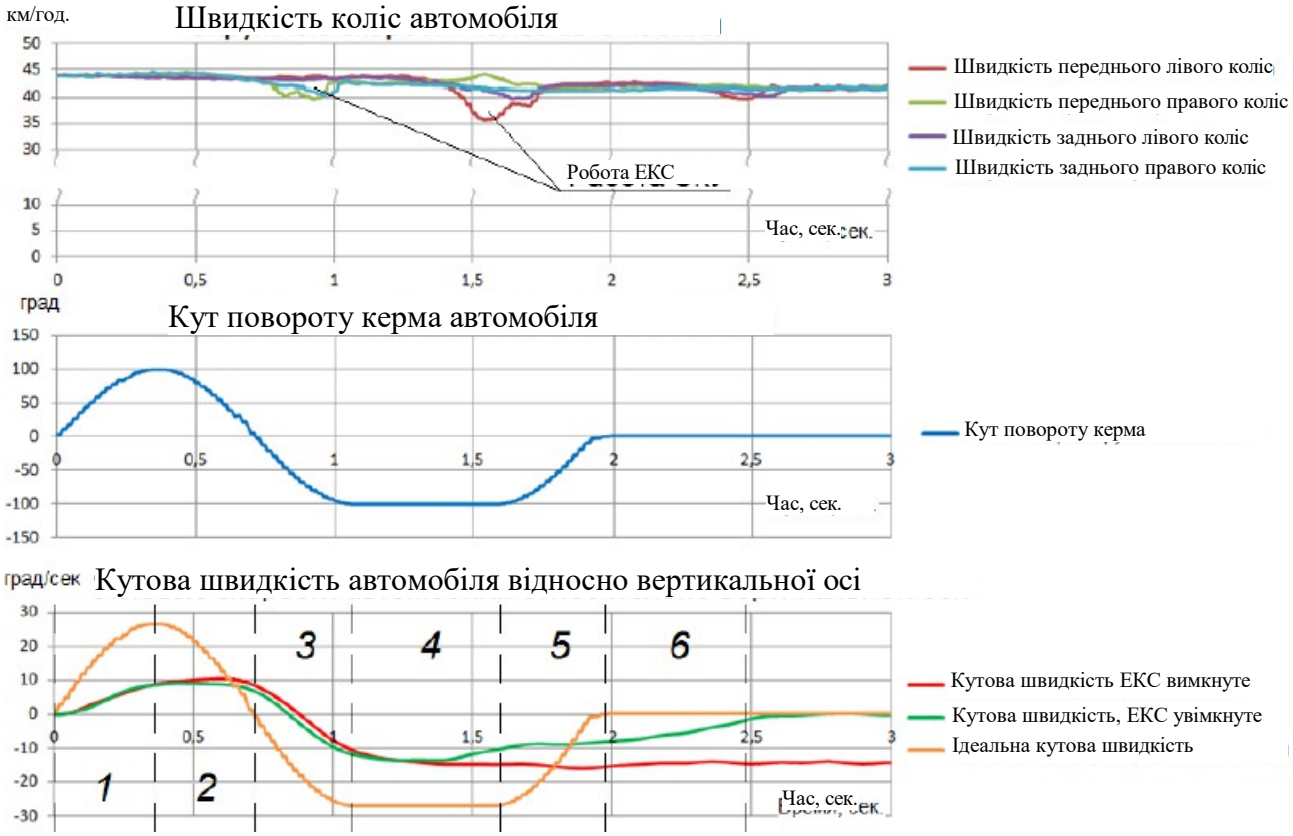


Рисунок 4.9 - Залежності швидкостей коліс, кута повороту керма, кутових швидкостей автомобіля щодо вертикальної осі від часу для шини без шипів

З представлених графіків можна визначити у які моменти часу спрацьовувала система ISP, та як робота системи впливає на кутову швидкість автомобіля по відношенню до вертикальної осі.

Аналізуючи побудовані діаграми можна стверджувати, що система частіше спрацьовує на нешипованих шинах, ніж на шипованих. За відключеної системи характер зміни кутової швидкості щодо вертикальної осі ближчий до тієї, що вважається ідеальною на шипованих шинах, ніж без шипів.

Обидва ці факти пояснюються вищими зчіпними властивостями шипованих шин.

За допомогою формул 3.6 - 3.8 були розраховані значення середнього кутового прискорення автомобіля щодо вертикальної осі на ділянках, представлених в таблиці 4.5 - 4.6. Розмітка ділянок відображено на рис. 3.8.

Розраховані значення кутових прискорень потрібно порівнювати один з одним на одному типі пневматичних шин. За найкраще значення приймається та величина, яка ближча за своєю величиною до кутового прискорення, що вважається ідеальним, після першого спрацьовування системи ISP на ділянках №1 - №5.

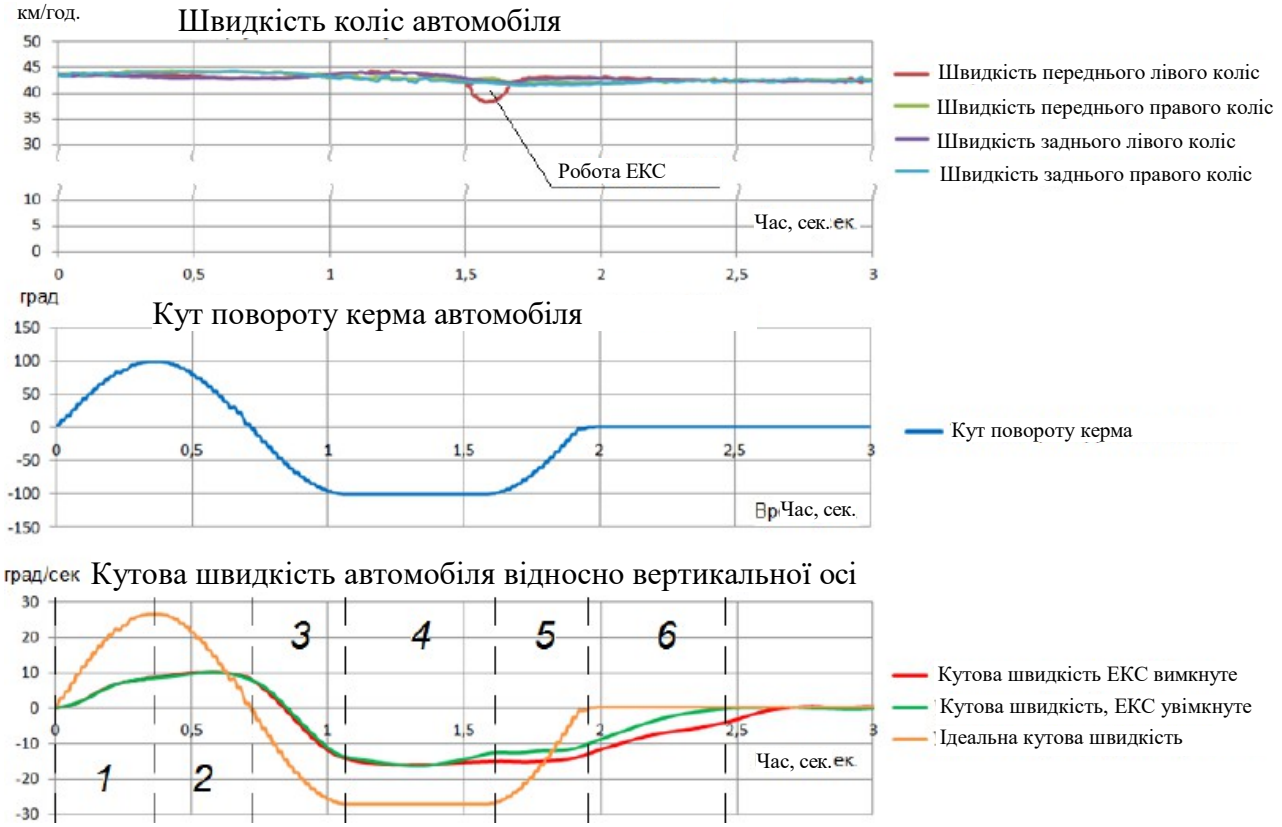


Рисунок 4.10. Залежності швидкостей коліс, кута повороту керма, кутових швидкостей автомобіля щодо вертикальної осі від часу для шипованої шини

Таблиця 4.5 – Значення середнього та ідеального кутового прискорення автомобіля навколо вертикальної осі по ділянках, для нешипованої шини

№ ділянки	$\|\varepsilon\|$, град/с^2 прийнято ідеальним	$\|\varepsilon\|$,град/с^{2}ISP включено	$\|\varepsilon\|$,град/с^{2}ISP відключено
1.	73,4	24,6	25,1
2.	73,4	3,8	1
3.	73,4	52,6	53,7
4.	0	1,7	8,9
5.	73,4	5,6	2,9
6.	0	13,1	2,4

Ділянку №6 розглядаємо особливим чином, тобто на ній як найкращим значенням кутового прискорення вважається найбільша величина. Аналізуючи таблиці 4.5-4.6 можна стверджувати, що на ділянках №2 - №5 значення кутових прискорень при включеній системі ISP ближчі до значень, що ідеалізуються, ніж за відключеної системи. Також на ділянці №6 найбільше значення кутового прискорення досягається коли система включена.

Для того, що б визначити ефективність системи ISP, за умови оснащення автомобіля шипованими шинами, слід вибрати найяскравішу ділянку, де спрацьовує система ISP на шипованих та нешипованих шинах.

Таблиця 4.6 – Значення середнього та ідеального кутового прискорення автомобіля навколо вертикальної осі по ділянках, для шипованої шини

№ ділянки	|ε|, град/с^2 прийнято ідеальним	|ε|,град/с^{2}ISP включено	|ε|,град/с^{2}ISP відключено
1.	73,4	24,3	24,5
2.	73,4	2,1	1
3.	73,4	62,5	62,4
4.	0	1,2	2
5.	73,4	3,8	1,8
6.	0	19,6	17,8

У нашому випадку це ділянка №4, де кутове прискорення, що ідеалізується, рівне 0. Ефективність дії системи ISP на цій ділянці визначається з виразів:

$$E_{\text{нш}} = \frac{\varepsilon_{\text{ЕКСвклнш}}}{\varepsilon_{\text{ЕКСвиклнш}}} = \frac{8,9}{1,7} = 5,2 \ , \quad (4.1)$$

$$E_{\text{ш}} = \frac{\varepsilon_{\text{ЕКСвклш}}}{\varepsilon_{\text{ЕКСвиклш}}} = \frac{2}{1,2} = 1,7 \ , \quad (4.2)$$

де $E_{\text{нш}}$ – ефективність системи ISP на нешипованих шинах;

$E_{\text{ш}}$ – ефективність системи ISP на шипованних шинах;

$\varepsilon_{\text{ISPвклнш}}$, $\varepsilon_{\text{ISPвиклнш}}$ - кутове прискорення відповідно з включеною та виключеною системою ISP на нешипованих шинах, град/сек^2;

$\varepsilon_{\text{ISPвклш}}$, $\varepsilon_{\text{ISPвиклш}}$ - кутове прискорення відповідно з включеною та виключеною системою ISP на шипованих шинах, град/сек^2.

Аналізуючи отримані результати можна зробити висновок, що за умови оснащення автомобіля шипованими шинами ефективність дії системи ISP падає в 3 рази. Це пов'язано як з формою отриманих φ -S діаграмна шипованих та нешипованих шинах, які мають яскраво виражені відмінності та особливості, так і з підвищенням загального коефіцієнта зчеплення.

Висновки

Завдяки застосованій методиці досліджень ISP експериментально отримані φ-S діаграми в подовжньому та поперечному напрямах з відведенням для шипованої і нешипованої шини на льоду. Встановлена різниця в характері протікання φ-S діаграм шипованої та нешипованої шини на льоду як в повздовжньому, так і в поперечному напрямах.

Проведена експериментальна оцінка ефективності дії ISP по запропонованому критерію. Коефіцієнти ефективності системи показали, що незалежно від типу встановленої шини, значення кутових прискорень ближчі до ідеальних з включеною системою, ніж при відключеній.

Експериментально підтверджене зниження ефективності дії системи ISP, на ділянці №4, автомобіля Nissan X-trail, оснащеного шипованими шинами Yokohama ICE GUARD Stud IG55 в 3 рази, в порівнянні з аналогічними без шипів.

5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ДІАГНОСТИКИ АВТОМОБІЛЬНИХ СИСТЕМ АКТИВНОЇ БЕЗПЕКИ

5.1 Будова лабораторної установки системи активної безпеки (САБ) автомобіля Опель Вектра

Для дослідження функціонування систем активної безпеки була використана лабораторна установка (рис. 5.1) на базі системи Kelsey 415 (автомобілі Опель Вектра Б, Омега Б). На рис. 5.2 зображений гідромодуль з блоком управління САБ автомобіля Опель Вектра. На рис. 5.3-5.5 зображені основні частини дослідної установки: діагностична колодка, маточина із зубчастою шестернею та колісним датчиком, датчик натискання гальмівної педалі.



Рисунок 5.1 – Зовнішній вигляд стенду з САБ Опель Вектра

Експериментальна установка складається з рами та розміщеній на ній системи АБ автомобіля Опель Вектра. Електрична схема антиблокувальної гальмівної системи автомобіля Опель Вектра зображена на рис. 5.6.

5.2 Проведення комп'ютерної діагностики системи активної безпеки автомобіля сканером

Функція самодіагностики сучасної системи ISP полягає в безперервній оцінці сигналів від різних датчиків і виконавчих механізмів. Одержані дані потім порівнюються з внесеними в пам'ять оптимальними значеннями тих же параметрів.



Рисунок 5.2 – Гідромодуль з блоком управління АБС Опель Вектра



Рисунок 5.3 – Маточина із зубчастою шестернею та колісним датчиком АБС

Контрольні величини можуть мінятися від системи до системи, включати верхні або нижні граничні значення оптимального діапазону; кількість помилкових сигналів в межах певного проміжку часу; зразки спотворених сигналів; значення вимірюваних величин, при яких вже не можна провести регулювання і інші параметри, визначені проектувальником системи або виготівником автомобіля.



Рисунок 5.4 – Датчик натискання гальмівної педалі

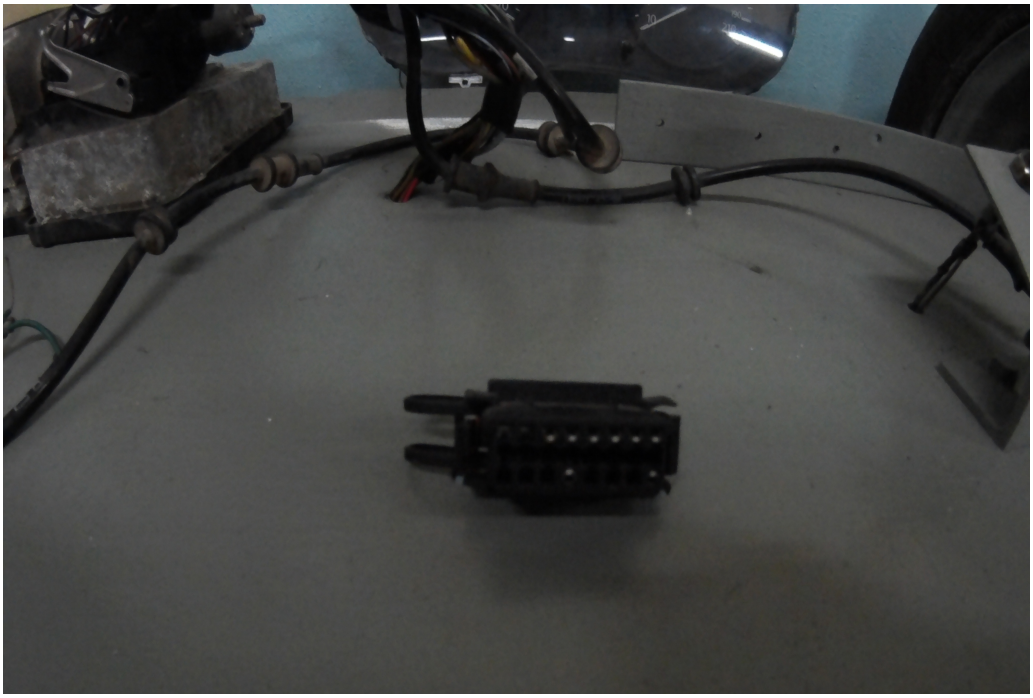


Рисунок 5.5 – Діагностична колодка системи ISP автомобіля Опель Вектра

Якщо значення, передане датчиком, виходить за рамки контрольних величин (наприклад, відбулося коротке замикання або обрив ланцюга), електронний модуль системи ISP реєструє виникнення несправності і вносить відповідний їй електронний код в спеціально відведену для цього пам'ять.

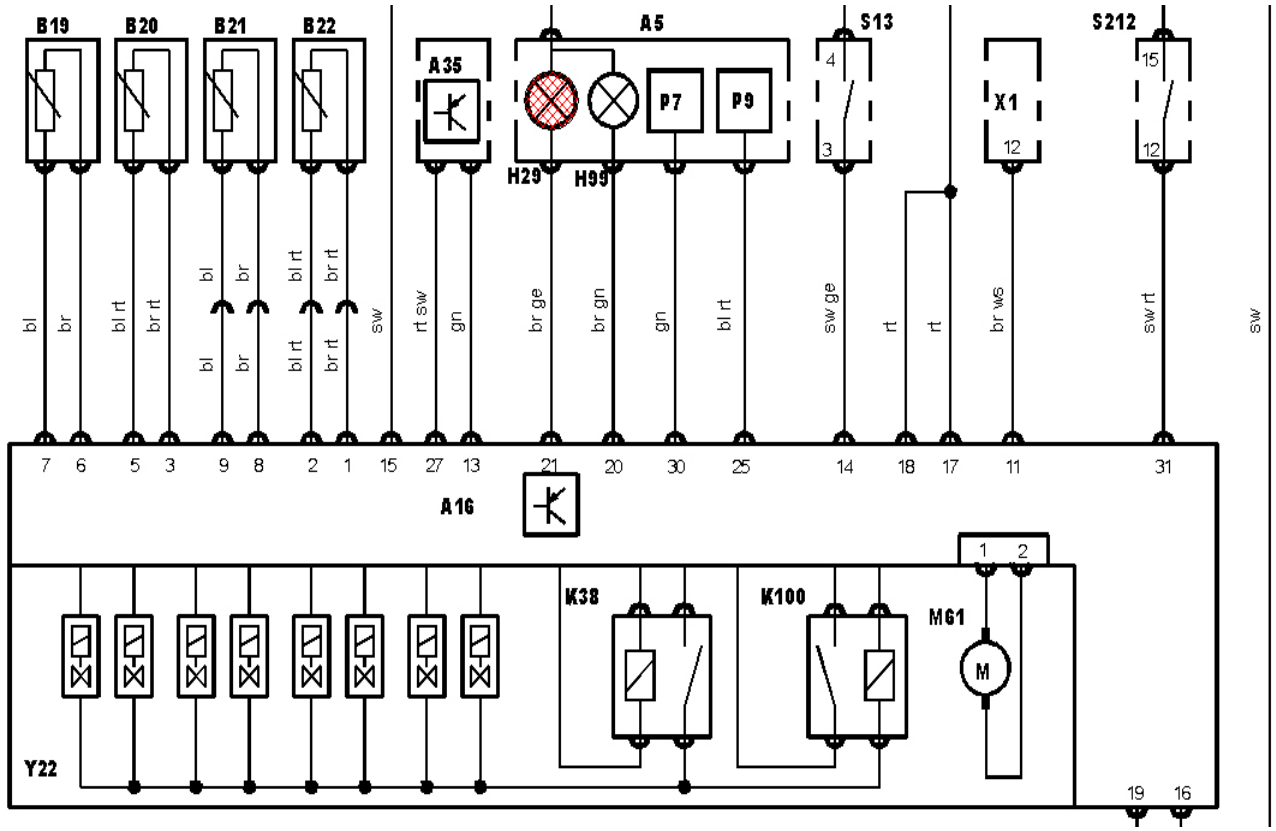


Рисунок 5.6 – Електрична схема системи активної безпеки автомобіля Опель Вектра

Ранні системи самодіагностики були здатні визначити і записати в пам'ять всього декілька кодів. Більш сучасні з них можуть генерувати і зберігати до 1000 і більш кодів і ця кількість може різко збільшитися протягом наступного десятиріччя, оскільки системи управління стають здатними до діагностики все більшого числа різновидів збоїв. Наприклад, в одній системі самодіагностики може використовуватися простий код, що позначає всі збої і несправності, які можуть відбутися в даному конкретному ланцюзі. В іншій системі для цього ланцюга може бути відведено декілька кодів, кожний з яких відповідає певному критичному значенню вимірюваного параметра, що допомагає точно визначити причину несправності, про яку просигналив даний датчик.

Візьмемо для прикладу ланцюг колісного датчика ISP. Один з кодів може позначати загальну несправність датчика. Інші коди можуть указувати на обрив ланцюга або коротке замикання. Це означає можливе введення в пам'ять наступної групи кодів несправностей, і все через збій всього лише в одному з ланцюгів системи. Проте, при виявленні подібної відмови система управління клімат-контролю повинна перейти в LOS-режим (аварійний режим роботи клімат-контролю, що дозволяє добратися до найближчої станції технічного обслуговування), що стабілізує на час проблеми і зменшить кількість різних кодів, які могли б бути внесені в пам'ять.

Оскільки системи активної безпеки продовжують розвиватися, під управління і контроль їх електронного модуля потрапляють все нові вузли і механізми, і функції самодіагностики розширяються, щоб охопити і ці додаткові компоненти.

а)



б)



Рисунок 5.7 – Діагностика сканером BOSCH KTS 530 системи ISP**:**
а - підключення сканера до діагностичної колодки;
б – підключення сканера до ПК

Використання діагностичного сканера для діагностики системи ISP

Діагностику системи ISP автомобілів можна здійснити з допомогою сканера Bosch (рис. 5.7). Сканер Bosch відноситься до групи OBD-сканерів з розширеними можливостями.

Цей сканер разом з ноутбуком є універсальним комплексом для діагностики значної кількості електронних систем, в т.ч. системи ISP автомобілів багатьох автовиробників. В середньому охоплення систем ISP європейських автовиробників 80-90 %, азійських – 40-50 %.

Організація зв'язку з персональним комп'ютером для BOSCH KTS 530 здійснюється через USB. З блоком управління сканер з'єднується через діагностичну колодку. Спочатку для проведення діагностики обирається марка, модель автомобіля, тип двигуна та рік випуску автомобіля.

Далі обирається конкретна система, яку необхідно продіагностувати і перевіряються наявні помилки. При наявності помилок в системі, яка перевіряється, входять в головне меню системи та далі входять в функцію «Пам'ять несправностей» та зчитують коди помилок.

Після ліквідації несправностей заходять у функцію «Стирання пам'яті несправностей» та витирають помилки. Для полегшення проведення діагностики, за необхідності, входять у функцію «Фактичні параметри» та передивляються ті або інші параметри системи. Для полегшення проведення діагностики, за необхідності, входять у вікно «Виконавчі механізми» та перевіряють ті або інші виконавчі механізми системи ISP.

Щоб закінчити зчитування кодів несправності вимикаємо запалення і від'єднуємо сканер. В наявності визначеної сканером несправності необхідно переконайтесь з допомогою мотор-тестера, цифрового осцилографа або мультіметра.

5.3 Проведення комп'ютерної діагностики системи ISP автомобіля Сітроєн С5 мотор-тестером

Датчики електронних систем являють собою електричні перетворювачі, які перетворюють фізичні величини (тиск, температуру і т.д.) в напругу електричного сигналу.

В більшості випадків використовуються аналогові сигнали напруги, але також досить поширені імпульсні датчики зі зміною частоти сигналу та датчики з широтно-імпульсною модуляцією (зі зміною відношення між включеним та виключеним станами). Крім того, розрізняють датчики активні (з електричним живленням) та пасивні (без живлення). Датчики з живленням мають трьохвивідні або чотирьохвивідні роз'єми (до них відносяться, наприклад, датчики Холла, датчики тиску та ін.) У датчиків, що не мають живлення, дво-

або одновивідні роз'єми (наприклад, у індуктивного датчика частоти обертання колінчастого валу компресора кондиціонера).

Для перевірки датчиків та виконавчих механізмів системи ISP доцільно використовувати мотор-тестери (рис. 5.8).



Рисунок 5.8 – Мотор-тестер для діагностики датчиків та виконавчих механізмів системи ISP автомобіля

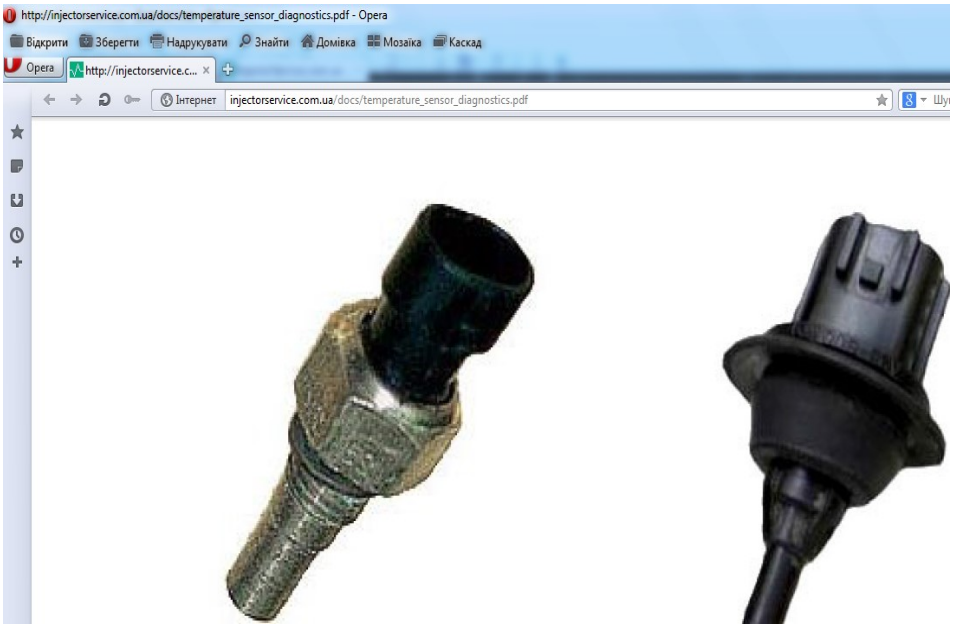


Рисунок 5.9 – Датчики температури системи ISP

***Діагностика термодатчиків системи** ISP*

Датчики температури (рис. 5.9) призначені для визначення температури гальмівної рідини системи ISP. Датчики температури можуть бути пасивними (термопари) та активними (терморезистори).

В системі ISP переважно використовуються активні датчики температури – терморезистори. Терморезистор – це термочутливий опір із негативним або позитивним температурним коефіцієнтом. Негативний температурний коефіцієнт – це зворотна залежність між температурою нагріву та опором датчика. Це означає, що у холодного датчика опір – максимальний, а у міру нагрівання його опір поступово зменшується. Наприклад, на рис. 5.10 наведена залежність між температурою нагріву та опором датчика температури системи ISP автомобілів марки Опель. Електронний блок управління системи ISP одержує сигнал про поточну температуру у вигляді величини опору датчика або його вихідної напруги.

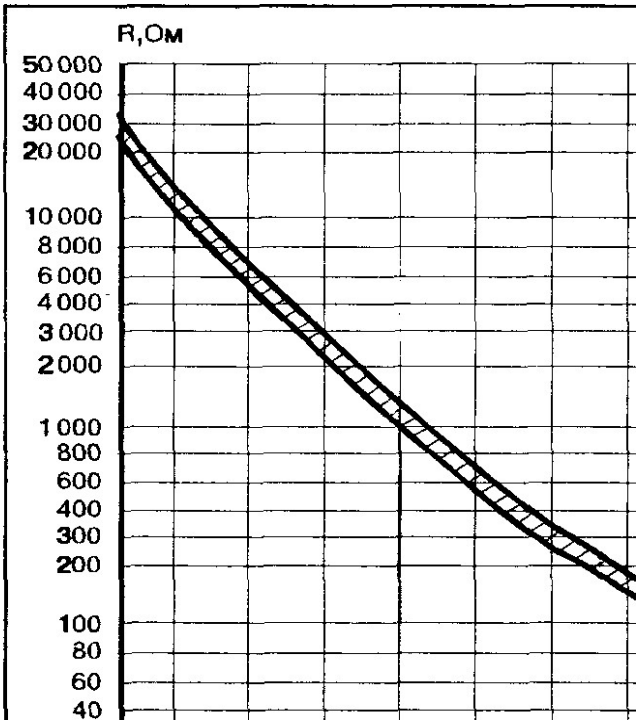


Рисунок 5.10 – Графік залежності опору датчика температури гальмівної рідини системи ISP автомобілів марки Опель (заштрихований діапазон зміни)

Методика перевірки термодатчиків

Якщо у термодатчика, який не має живлення, приєднувальні дроти в порядку, а сигнал відсутній, можна бути упевненим, що несправний сам датчик. У пасивного термодатчика, в першу чергу, необхідно перевірити наявність напруги живлення, яка в більшості випадків складає 5,0 В (в деяких випадках використовується напруга акумуляторної батареї – 12 В). Для 5-ти вольтового

живлення напруга сигналу знаходиться в межах 0,2-4,8 В. При напрузі 0 або 5 В блок управління визначає помилки, причому 5 В вказує на обрив, а 0 В — на коротке замикання термодатчика. Для перевірки датчика температури гальмівної рідини, необхідно виконати наступні процедури.

Підключити негативний дріт мотор-тестера до корпусу автомобіля. Знайти виводи сигналу і заземлення. Підключити позитивний дріт мотор-тестера до штекера виведення сигналу (рис. 5.11). Включить запалення. Напруга повинна скласти 2,0-3,0 В (залежно від температури повітря або двигуна). Зміряйте напруги при різних значеннях температури.

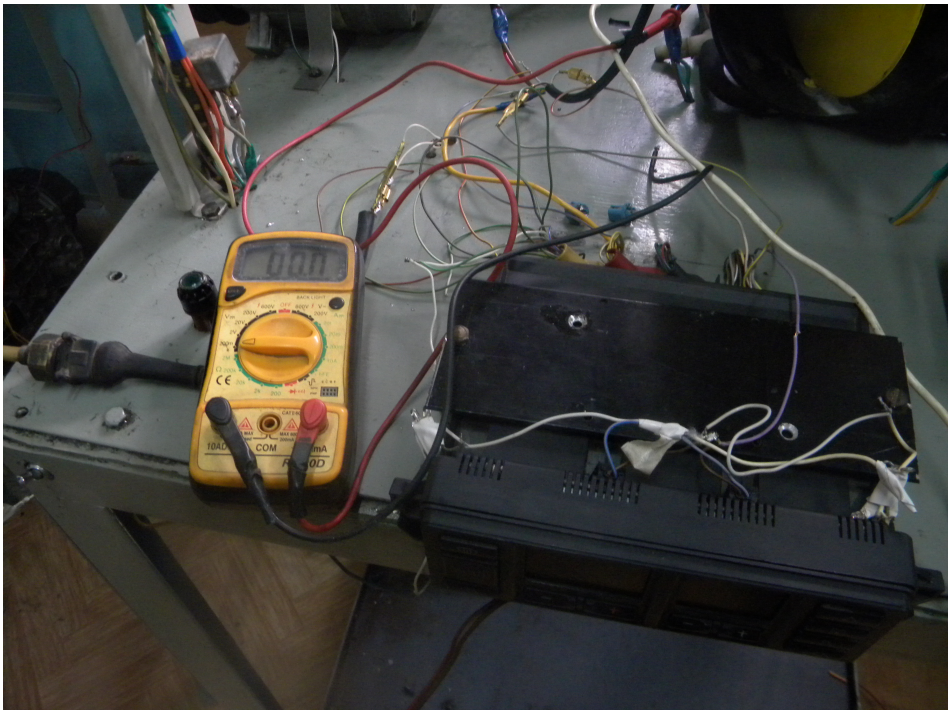


Рисунок 5.11 – Вимірювання опору датчика температури

При зміні температури опір і напруга датчика змінюються. Для прикладу в таблиці 5.1 наведені напруга і опір датчика температури гальмівної рідини системи ISP автомобіля Опель Вектра.

Для проведення тесту можна підігрівати датчик за допомогою фену, а охолоджувати за допомогою фреонового аерозолю. Для проведення перевірки термодатчика знадобиться індикатор температури.

Далі необхідно провести наступні тести: якщо ланцюг датчика розімкнений, то напруга повинна дорівнювати 5,0 В; якщо має коротке замикання, то напруга дорівнює 0 В. Якщо напруга сигналу датчика дорівнює 0 В, то необхідно переконатися, що виведення сигналу датчика не замкнено на корпус. Далі перевірити цілісність дроту між датчиком і БЕУ.

Якщо дроти термодатчика справні, але вихідний сигнал БЕУ відсутній, необхідно перевіріти всю напругу живлення і заземлення БЕУ. Якщо напруга живлення і заземлення в нормі, то це означає, що БЕУ несправний. Якщо напруга сигналу термодатчика дорівнює 5,0 В, то це - напруга розімкненого ланцюга.

Таблиця 5.1

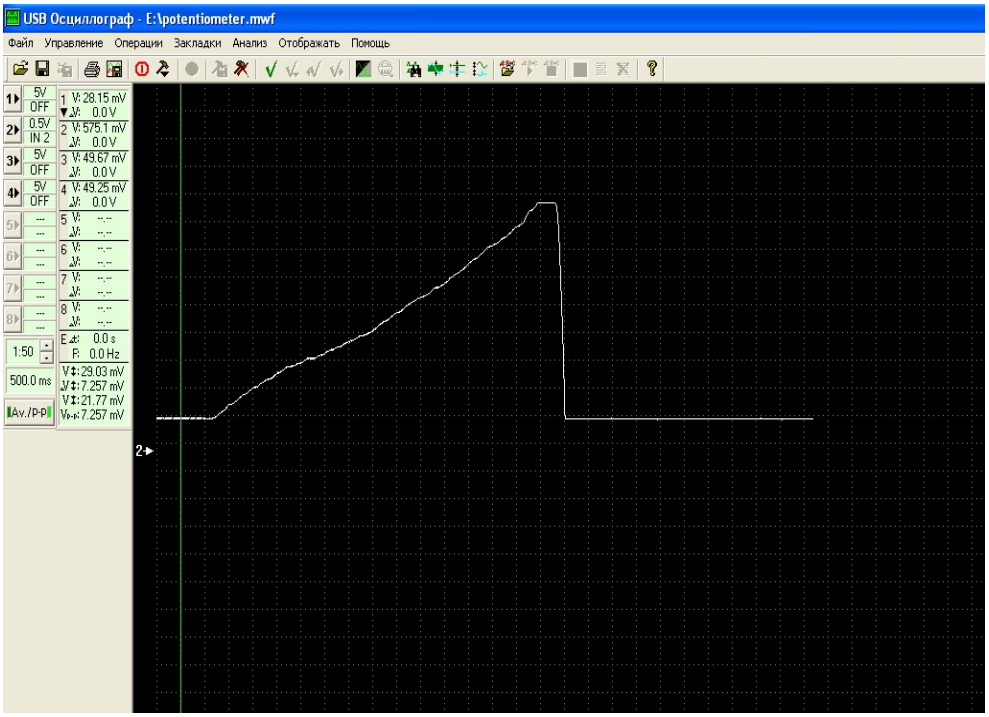
Напруга і опір датчика температури гальмівної рідини системи ISP автомобіля Опель Вектра

Температура, °С (несправність)	Опір, Ом	Напруга, В
0	4800...6600	4.00...4.50
10	4000	3.75...4.00
20	2200...2600	3.00...3.50
30	1300	3.25
40	1000...1200	2.50...3.00
50	1000	2.50
60	800	2.00...2.50
80	270...380	1.00...1.30
110		0.50
Розімкнене коло	нескінченість	5.0 ±0.1
Коротке замикання	0	0



Рисунок 5.12 – Підключення мотор-тестера для зняття осцилограми колісних датчиків ISP

а)



б)

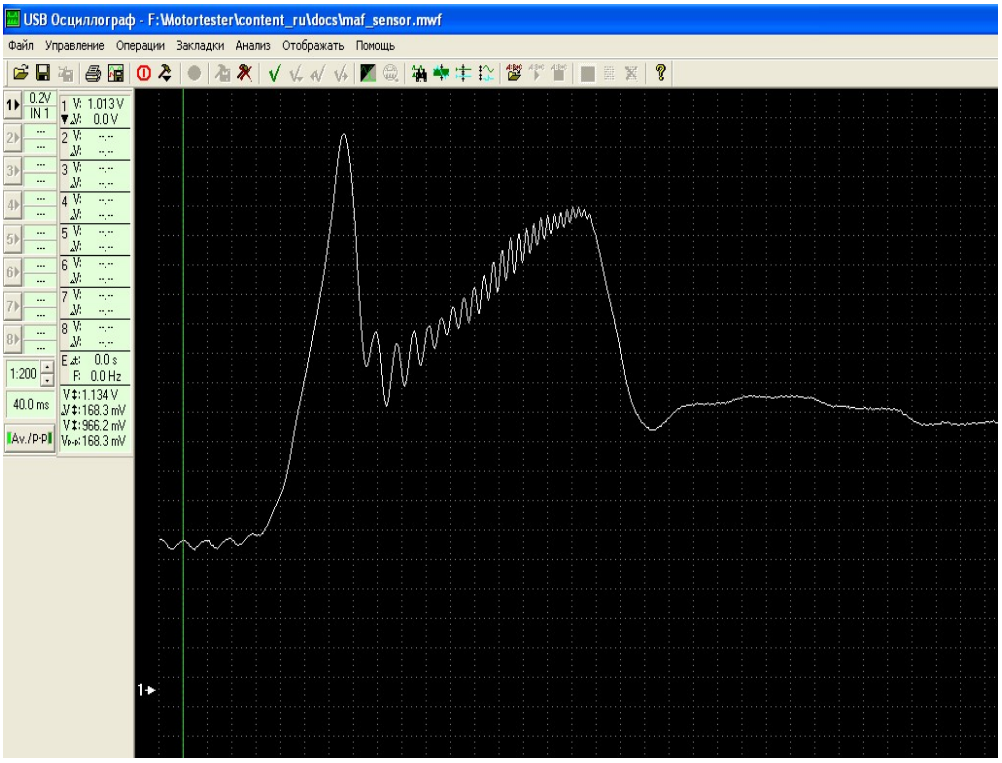


Рисунок 5.13 - Осцилограма вихідного сигналу: а - аналогового справного датчика температури гальмівної рідини при роботі ISP; б - аналогового несправного датчика температури гальмівної рідини при роботі ISP

Вона виникає в наступних випадках: виведення сигналу не контактує з датчиком; ланцюг датчика розімкнений; ланцюг заземлення датчика розімкнений. Якщо напруга сигналу або живлення дорівнює напрузі акумулятора, то необхідно усунути коротке замикання дроту термодатчика з позитивним дротом акумулятора.

Вимірювання опору може бути проведене при різних температурах. При цьому необхідно порівняти зміряні значення з табличними даними. Найбільш часто виникаючий тип відмови датчика – це вихід значень напруги за межі табличних даних.

Якщо, наприклад, напруга справного датчика повинна змінюватися від 3 В для холодного повітря до 0,5 В для гарячого, покази несправного датчика можуть скласти 1,5 В для холодного і 1,25 В – для гарячого повітря. Це можна перевірити з допомогою мотор-тестера (рис. 5.12, 5.13).

Методика перевірки датчика тиску гальмівної рідини системи ISP

Методика перевірки аналогового датчика тиску гальмівної рідини **ISP** полягає в наступному.

Необхідно під'єднати Т-подібний перехідник до гідравлічного гальмівного контуру для підключення манометра. Далі потрібно запустити двигун на оборотах холостого ходу та підключити насос підкачки.

Якщо тиск в контурі незначний (від 2 до 3 атм), перевірте: герметичність контуру; перегини або пошкодження трубопроводів. Далі необхідно послідовно перевірити з'єднання трубопроводів та справність електродвигуна підкачки.

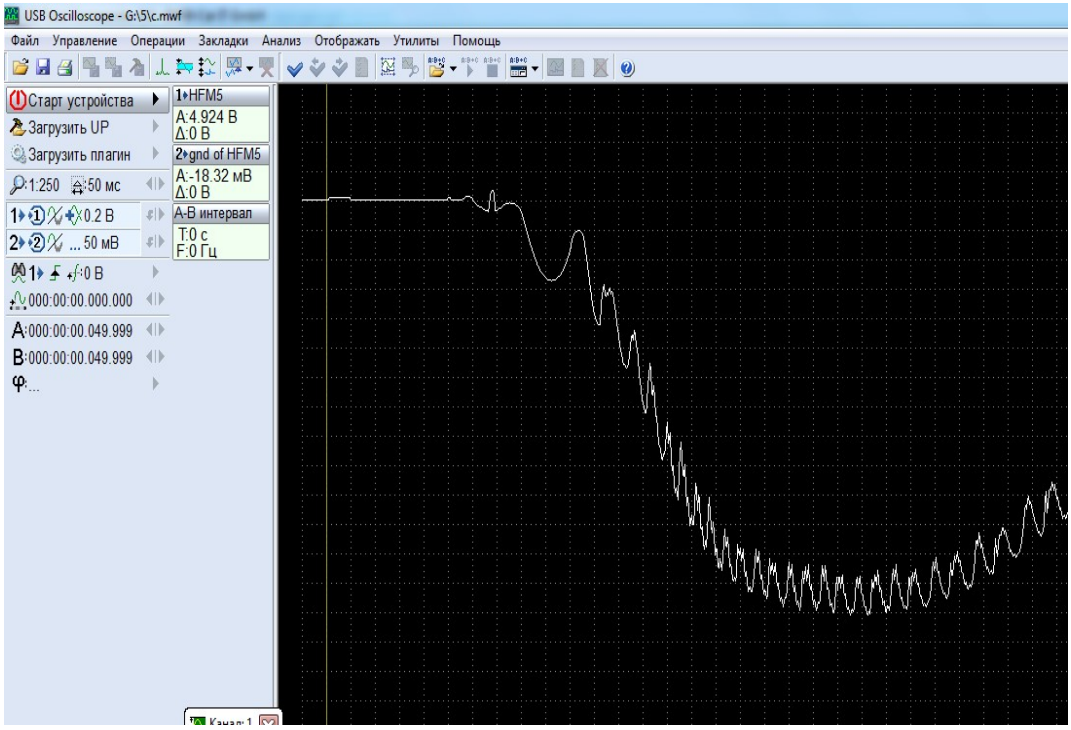


Рисунок 5.14 - Осцилограма вихідного сигналу справного аналогового датчика тиску гальмівної рідини ISP при роботі гідроблока

Для перевірок треба від'єднати шланг і підключити замість нього гідронасос. За допомогою насоса створити тиск на датчику близько 4-5 атм. Припинити роботу насоса. Датчик повинен показувати підтримування тиску не менше 30 секунд.

Далі необхідно відігнути гумове ущільнення роз'єму датчика. Підключити негативний дріт мотор-тестера до корпусу, а позитивний дріт до виводу сигналу датчика. Від'єднати від датчика вакуумний шланг. Підключіть до датчика вакуумний насос. Включіть запалення. Зняти осцилограми сигналів та порівняти їх з еталонними (рис. 5.14-5.15).

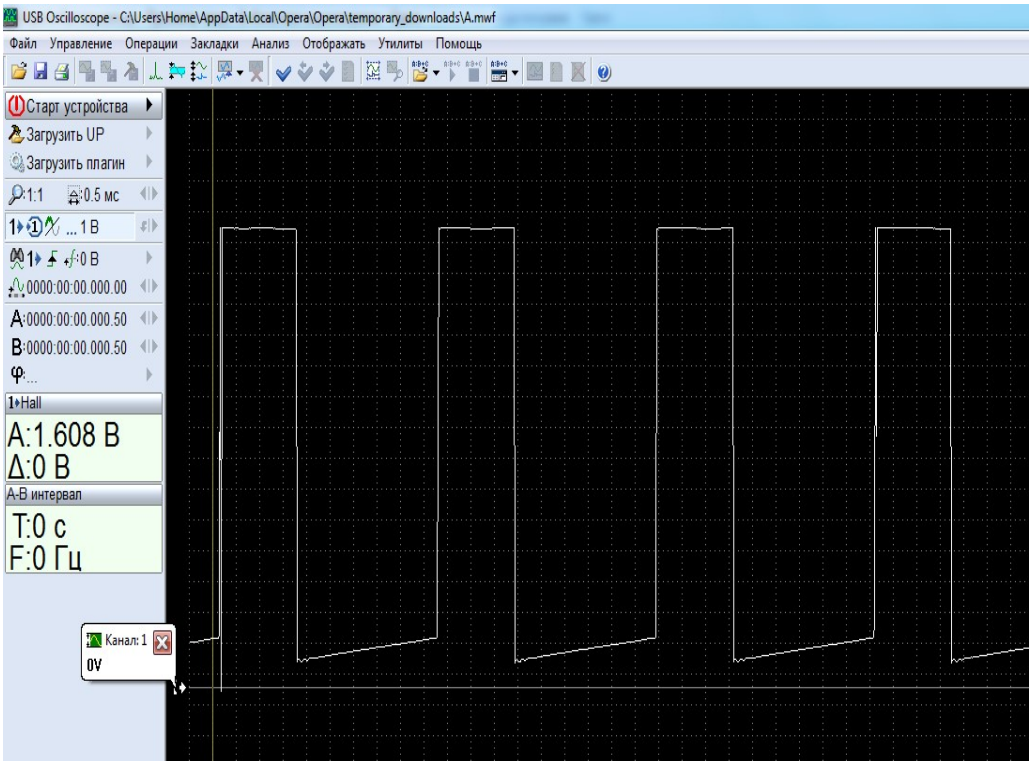


Рисунок 5.15 - Осцилограма вихідного сигналу управління електроклапаном гідромодуля ISP

Далі порівняти заміряну напругу з технічними даними розрідження відповідно до таблиці 5.2 і переконайтеся, що напруга змінюється плавно.

Таблиця 5.2

Напруга датчика тиску в гідромодулі ISP

Напруга, В	Покази датчика, МПа
4.3...4.9	1.0 ±0.1
3.2	0.8
2.2	0.6
1.2...2.0	0.5
1.0	0.4

Неправильні покази датчика проявляються або в ступінчастій зміні напруги, або в її періодичному зникненні. Зазвичай причина цього полягає в несправності самого датчика. В цьому випадку буде потрібна заміна датчика.

За аналогічною методикою за допомогою мотор-тестера можна перевірити вхідні сигнали від цифрових та аналогових колісних датчиків швидкості (рис. 5.16 – 5.17) та вихідні на керування електрогідроклапанами. При цьому код несправності не буде сформований, оскільки покази датчика не виходитимуть за межі діапазону.

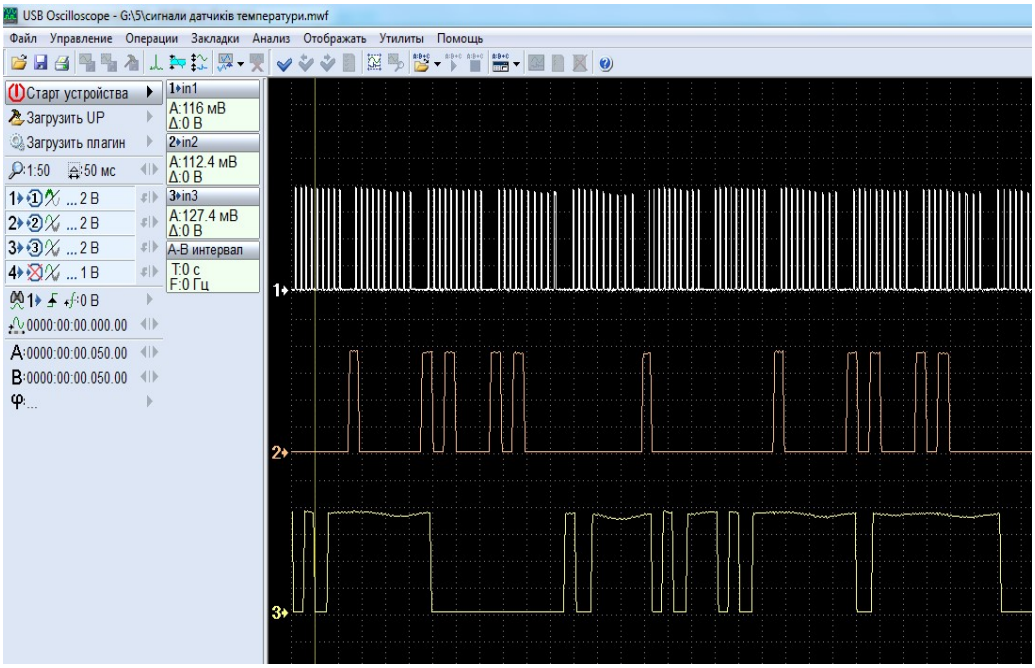


Рисунок 5.16 - Осцилограма вхідного сигналу цифрових колісних датчиків швидкості ISP автомобіля

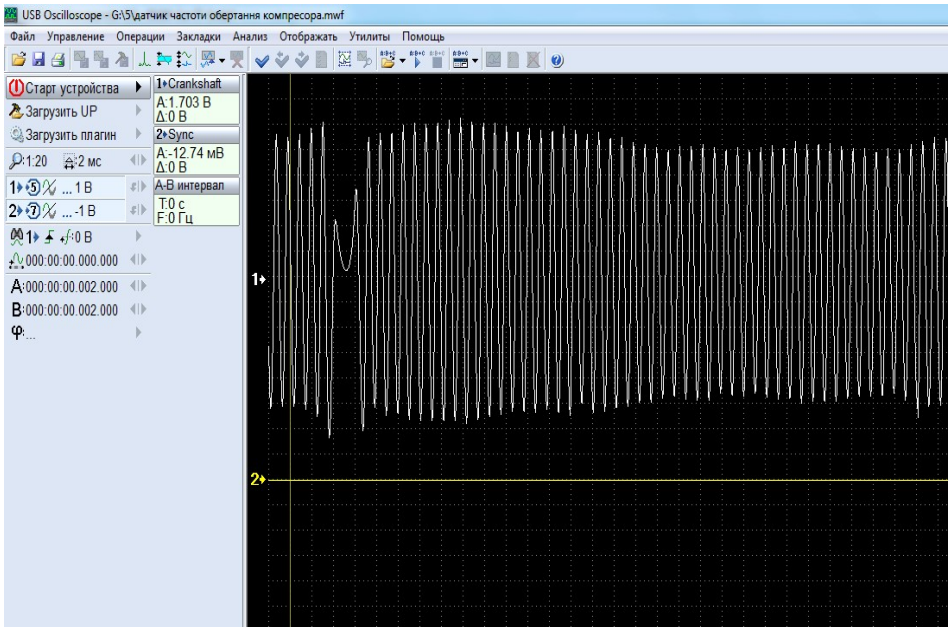


Рисунок 5.17 - Осцилограма вихідного сигналу колісного аналогового датчика частоти ISP з обламаним зубом шестерні

ВИСНОВКИ

Результати розрахунків та проведені експериментальні дослідження ефективності роботи системи ESP показали:

Покриття та умови	ESP + Фрикційні зимові шини «липучки»)	ESP + Шиповані шини
Чистий або мокрий асфальт	**Відмінно** (чіткі реакції, стабільність)	**Задовільно** (швидше зрив у ковзання)
Твердий лід при -5°С	**Погано** (електроніка безсила через ковзання)	**Відмінно** (миттєва стабілізація)
Екстремальний мороз (нижче -15°С...-20°С)	**Добре** (гума залишається еластичною)	**Задовільно** (шип не пробиває лід)
Укатаний сніг	**Добре** (ефективна робота ламелей шин)	**Добре** (стабільна та прогнозована поведінка)

Електроніка ESP працює з **будь-яким** типом шин, якщо вони підібрані під правильні дорожні умови:

На сухому та мокрому асфальті: Фрикційні шини (особливо європейського типу) мають жорсткіші блоки протектора. Шиповані шини на асфальті сильніше «плавають» через рухливість шипів та особливості протектора. На асфальті ESP на «липучках» спрацьовуватиме пізніше та м'якше, оскільки межа ковзання в них вища.

При екстремальних морозах (нижче -15°С...-20°С): Лід стає настільки твердим, що металевий шип не може його ефективно проколоти. У такий мороз фрикційна шина за рахунок м'якої гуми та тисяч ламелей має більшу площу контакту і чіпляється за лід краще. Відповідно і система ESP в сильний мороз працює ефективніше на нешипованій гумі.

У екстримальних зимових умовах автомобіль з ESP на шипованих шинах продемонструє кардинально кращу стійкість:

Ґололедиця та «каша» при температурі близько 0°С...-5°С: Це найкритичніший стан дороги, коли на льоду утворюється тонка плівка води. Фрикційна шина на такому покритті втрачає зчеплення і починає сильно ковзати. Шипи пробивають цей шар і буквально вгризаються в лід.

Поведінка ESP в заносі на льоду: Якщо автомобіль починає заносити на крижаній дорозі, ESP намагається вирівняти його, пригальмовуючи конкретне колесо. Якщо на колесі є шипи, гальмівне зусилля моментально передається на лід, і машина стабілізується. На «липучці» заблоковане системою колесо

просто продовжує ковзати по льоду, і ESP не зможе повернути машину на траєкторію.

Одержані експериментально осцилограми справних та несправних датчиків та виконавчих механізмів системи ESP дозволять удосконалити технологію діагностики систем стабілізації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Правила ЄЕК ООН № 13-Н Вимоги до гальмівних систем механічних транспортних засобів категорії M,Ni O. Київ:ДержспоживстандартУкраїни, 2006.
2. Fridstrom, L. The Safety Effect of Studded Tyres in Norwegian Cities / L. Fridstrom // Nordic Road and Transport Research. - № 1, 2021.
3. Волков В.П., Вільський Г.Б. Теорія руху автомобіля. Суми: Університетська книга, 2010. 320 с.
4. Вікович І.А. Теорія руху транспортних засобів. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2013. 672 с.
5. Зотов, Н.М., Балакина Е. В. Using the P-SX Nomogram in Calculating the Dynamics of a Braked Wheel // *Journal of Machinery Manufacture andReliability.* 2017. - Vol. 36, No. 2. С. 193-198. Англ.
6. Pacejka, H.B. Tire and Vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers, Inc., 2002.- ISBN 0768011264.
7. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Київ: Арістей, 2006. 176 с.
8. Гащук П.М., Дубно М.В., Нефьодов О.Ф. Ідентифікація і нормування потенціалу автомобіля. Львів: Тріада ПЛЮС, 2007. 240 с.
9. Керівництво з експлуатації Nissan X-Trail III. - S.l.: Изд-во Nisan-Werke Aktiengesellschaft, 2014.
10. http://www.corrsys-datron.com/Support/Data_Sheets/Datasheets-Access/cds - d_DIST-BOX_e.pdf
11. https://www.all-pribors.ru/docs/21440-11.pdf.
12. Пістун І.П., Хом'як Й. В., Хом'як В. В. Охорона праці на автомобільному транспорті: навчальний посібник. Суми: Університетська книга. 2006. 374 с.
13. Beichelt F. Inspection und Ernenerung eines tecnisehen Systems bei unberhannter Lebens - Zeitverteilung. " Electron. Informationsverarb. und Kybrn.",1973. 9. №45. С. 197-202.
14. Driving the Future. Driveline Technology In Modern Trucks. [Електронний ресурс]. – Friedrichshafen: ZF Friedrichshafen AG, 2011. 31 p. Режим доступу: www.zf.com.
15. Hettich G., Alberter G. Architectures for electronic powertrain control. // Automotive Engineering, 1997. № 5. С. 117-118.

16. Products and services mobility [Електронний ресурс] : Режим доступу: wwwhttps://ua.boschautomotive.com/uk/parts_and_accessories/motor_and_sytems/diesel/engine_management_2/engine_control_unit_1

17. Yamaguchi J. Toyota's new engine technology - the D4 directinjection gasoline engine and the inline-four IZZ-FE engine. // Automotive Engineering International, 1998. № 11, С.66-67.

Юркевич Олег Володимирович

Тема бакалаврської роботи:

Дослідження ефективності роботи автомобільних електронних систем стабілізації

ЗАГАЛЬНА БУДОВА СИСТЕМИ СТАБІЛІЗАЦІЇ ESP 2

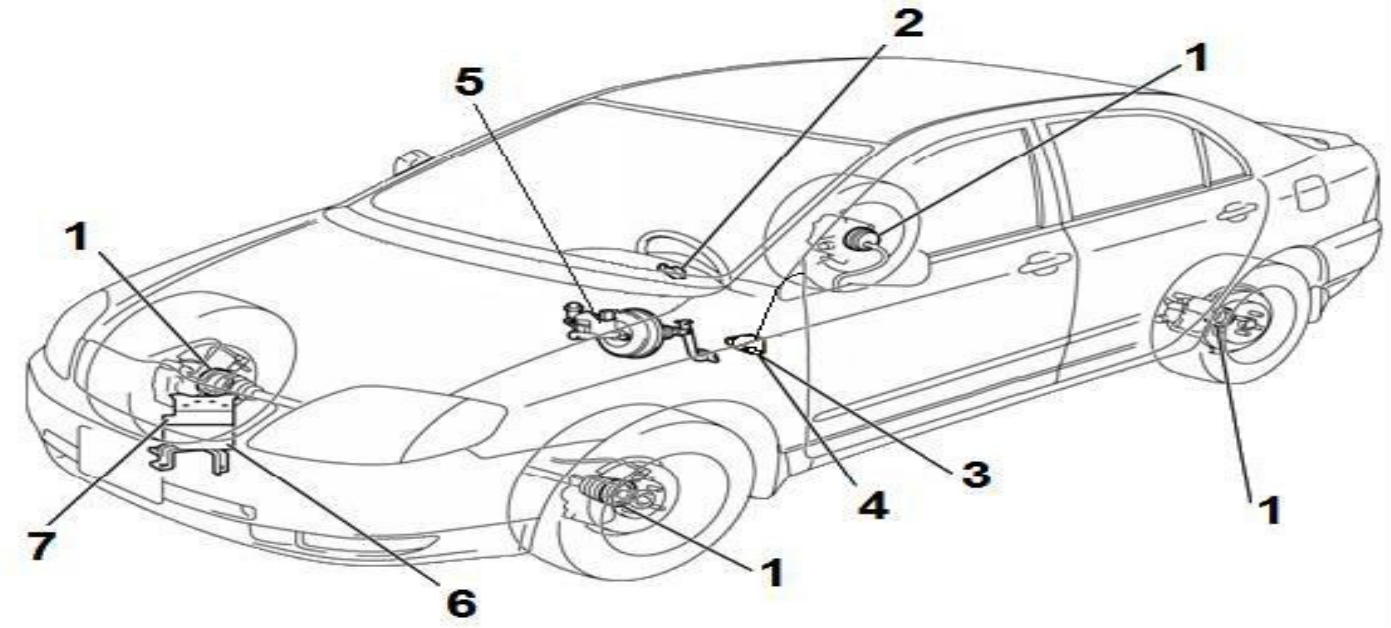
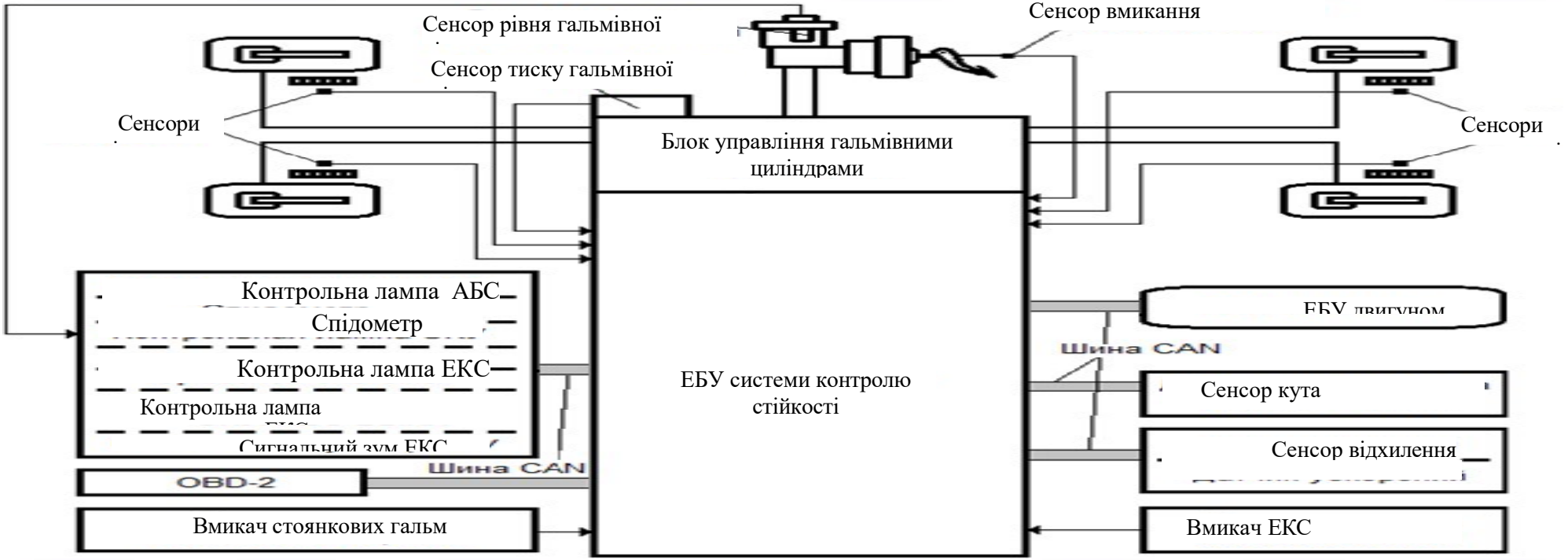


Рисунок 1 – Розташування сенсорів та блоків управління системи ESP: 1 - сенсори частоти обертання коліс; 2 - сенсор кута повороту кермового колеса; 3- сенсорвідведення; 4 – сенсор повздовжніх і поперечних прискорень; 5 - сенсор тиску в головному гальмівному циліндрі (ГТЦ); 6 – електронний блок системи ESP; 7 – гідравлічний блок

Схема роботи електронної системи контролю стійкості



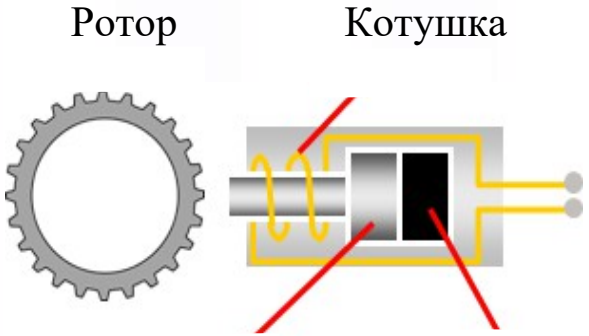


Рисунок 3.1 – Пасивний сенсор частоти обертання колеса

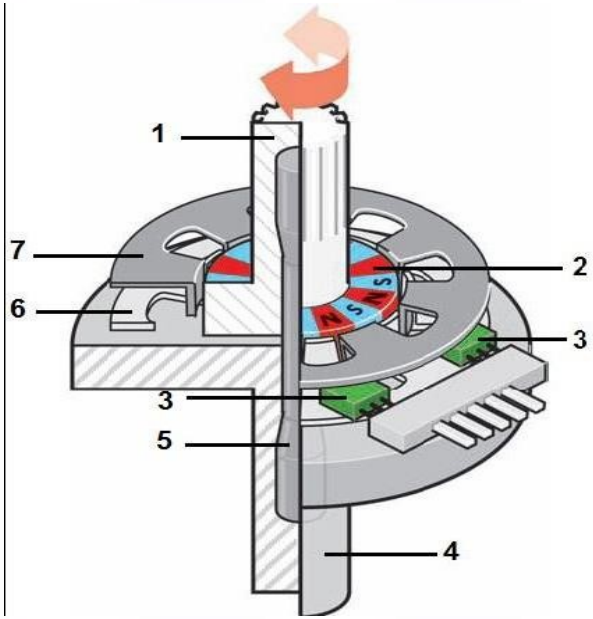


Рисунок 3.2 - Сенсор кута повороту кермового колеса: 1 - вхідний вал кермової колонки; 2 - кільцевий магніт; 3 – сенсор Холу; 4 – вихідний вал-шестерня; 5 – торсійна вісь; 6 – перший статор; 7 – другий статор.

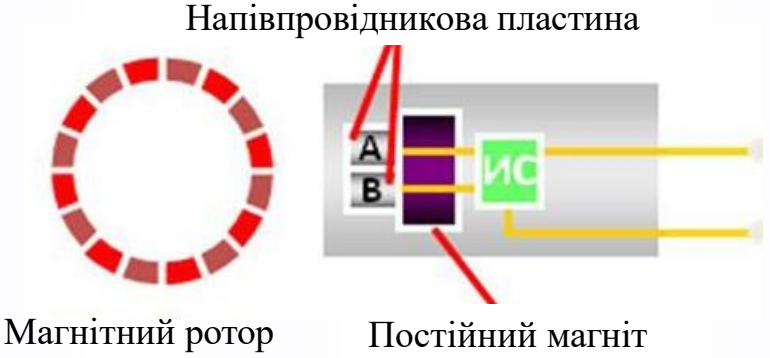


Рисунок 3.3 - Активний сенсор частоти обертання колеса

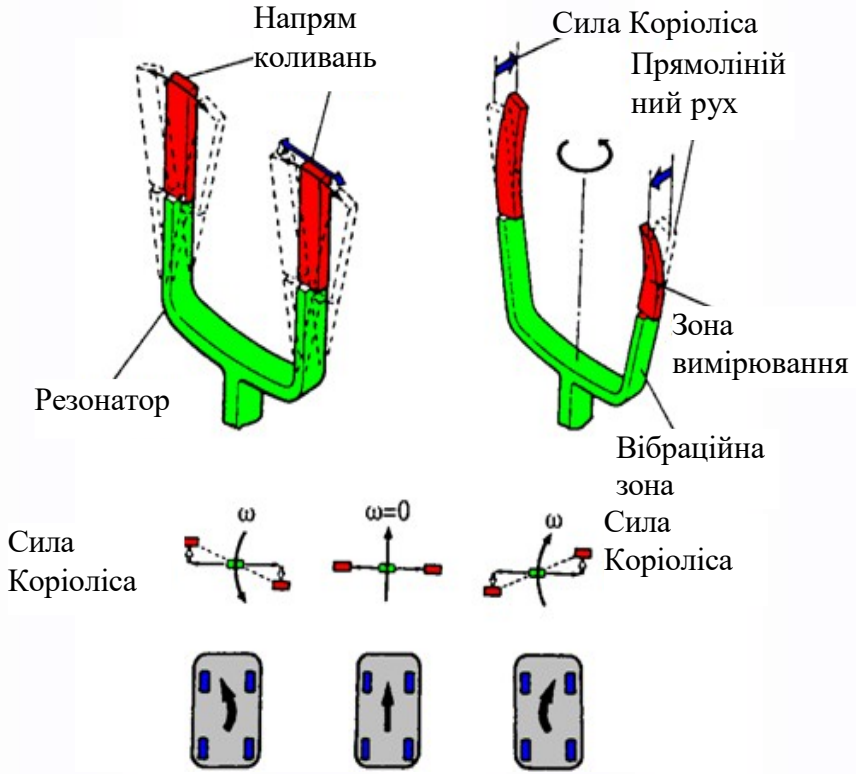


Рисунок 3.4 – Принцип роботи сенсора відхилення



Рисунок 4.1 – Діагностика сканером BOSCH KTS 530 системи ESP: а - підключення сканера до діагностичної колодки; б – підключення сканера до ПК



Рисунок 4.2 – Маточина із зубчастою шестернею та колісним датчиком АБС



Рисунок 4.3 – Гідромодуль з блоком управління АБС Опель Вектра

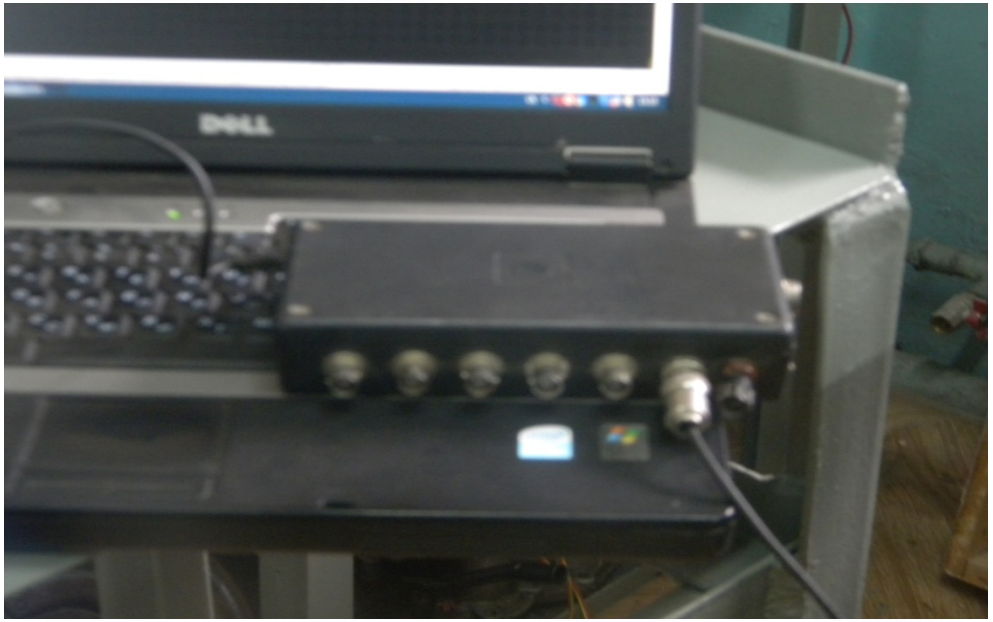


Рисунок 4.4 – Мотор-тестер для діагностики датчиків та виконавчих механізмів системи ESP автомобіля



Рисунок 5.1 – Підключення мотор-тестера для зняття осцилограми колісних датчиків ESP

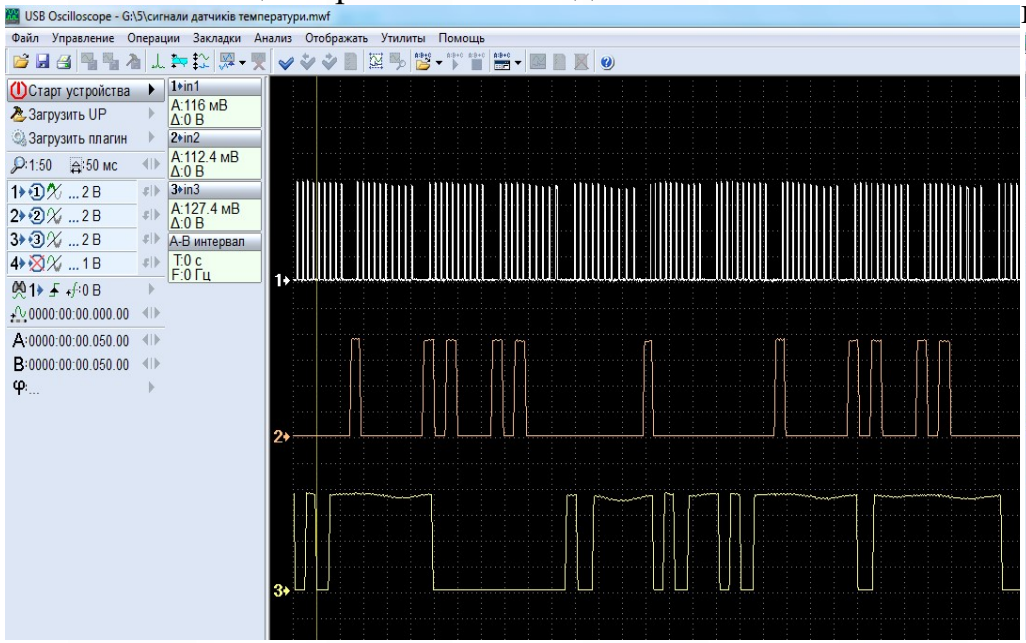


Рисунок 5.2 - Осцилограма вхідного сигналу цифрових колісних датчиків швидкості ESP автомобіля

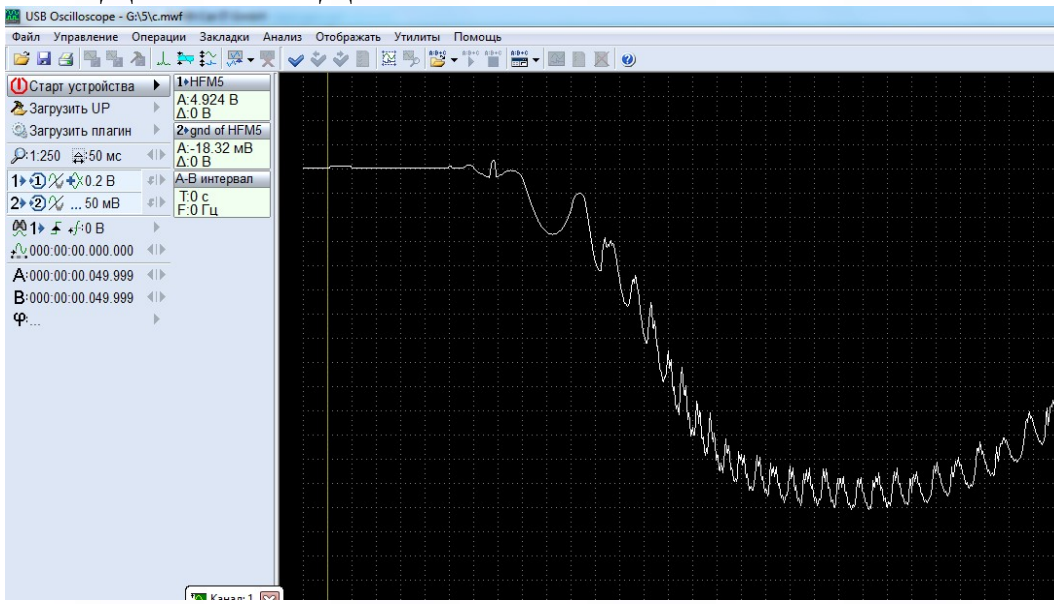


Рисунок 5.3 - Осцилограма вихідного сигналу справного аналогового датчика тиску гальмівної рідини ESP при роботі гідроблока

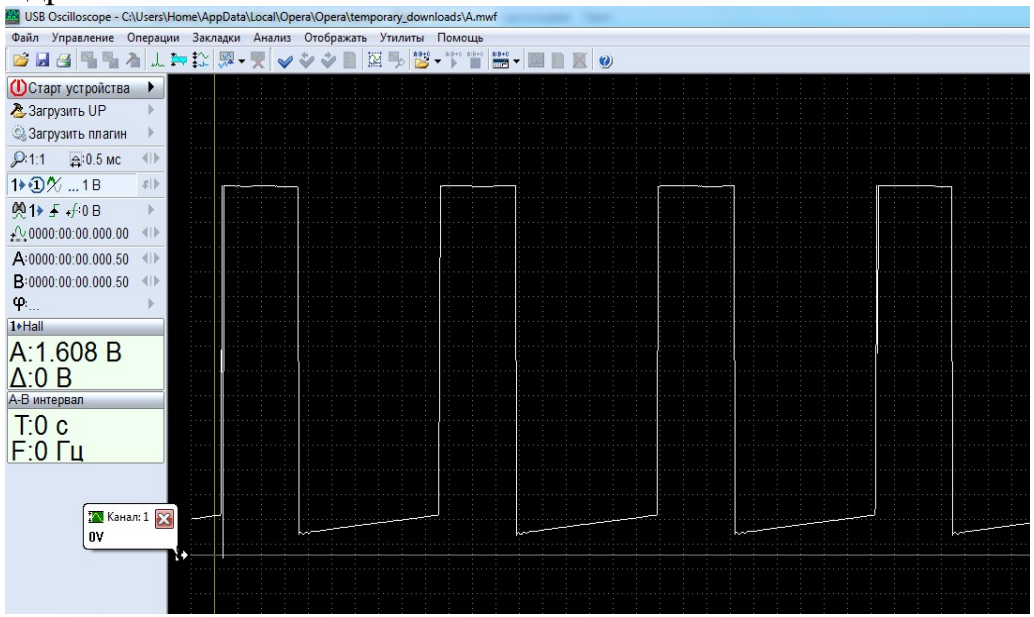


Рисунок 5.4 - Осцилограма вихідного сигналу управління електроклапаном гідромодуля ESP

За параметрами, отриманими під час випробувань № 1 побудовано графіки зміни J_x, J_y, V_a, δ, $V_{ЗП}$, $V_{ЗЛ}$, від часу t, та визначено ковзання (S_x, S_y) загальмованого колеса з виразів:

$$S_x = \frac{V_a cos\delta - \omega r_{кс}}{V_a}, \qquad S_y = sin\delta,$$

де: δ – кут відведення, радіани;

V_a – модуль вектора швидкості автомобіля, щодо опорної поверхні, м/с; ω - кутова швидкість загальмованого колеса, $с^{-1}$;

$r_{кс}$ – радіус кочення колеса у вільному режимі, м.

Коефіцієнт зчеплення (φ_x) визначається як відношення повздовжньої гальмівної сили (R), реалізованої в плямі контакту загальмованого колеса, до динамічного вертикального навантаження на внутрішнє (при повороті) колесо задньої осі ($R_{z2дин.внутр.}$):

$$\varphi_x = \frac{R_x}{R_{z2дин.внутр.}}$$

Гальмівна сила (R_x) розраховується на підставі уповільнення автомобіля з урахуванням величини опору коченню незагальмованої осі, яка складає 0,015 динамічного навантаження на привідну вісь та 0,01 наведену. Якщо автомобіль передньопривідний, то:

$$R_x = J_x m_a - 0{,}015R_{z1дин.} - 0{,}01R_{z2дин.нар.}$$

Для задньопривідного автомобіля:

$$R_x = J_x m_a - 0{,}01R_{z1дин.} - 0{,}015R_{z2дин.нар.}$$

У випадку повнопривідного автомобіля:

$$R_x = J_x m_a - 0{,}015R_{z1дин.} - 0{,}015R_{z2дин.нар.}$$

Під час повороту динамічне вертикальне навантаження на зовнішнє колесо задньої осі визначається з виразу:

$$R_{z2дин.нар.} = \frac{R_{z2дин.}\left(\frac{R_{Z2стат.нар.}}{R_{Z1стат.внутр.} + R_{Z2стат.нар.}} B + \frac{h_g J_y}{g}\right)}{B}$$

Відповідно на внутрішнє колесо:

$$R_{z2дин.внутр.} = \frac{R_{z2дин.}\left(\frac{R_{Z2стат.внутр.}}{R_{Z1стат.внутр.} + R_{Z2стат.нар.}} B - \frac{h_g J_y}{g}\right)}{B},$$

де J_x – повздовжнє прискорення кузова над задньою віссю автомобіля, $м/с^2$; m_a - маса автомобіля, кг;

$R_{z1дин.}$ – динамічне вертикальне навантаження на передню вісь, Н;

$R_{z2дин.нар.}$ - динамічне вертикальне навантаження на зовнішнє колесо задньої осі під час повороту, Н

h_g – висота центру мас автомобіля, м.;

L – база автомобіля, м; B – колія задньої осі автомобіля, м;

J_x,J_y – повздовжнє та поперечне прискорення кузова над задньою віссю автомобіля, $м/с^2$;

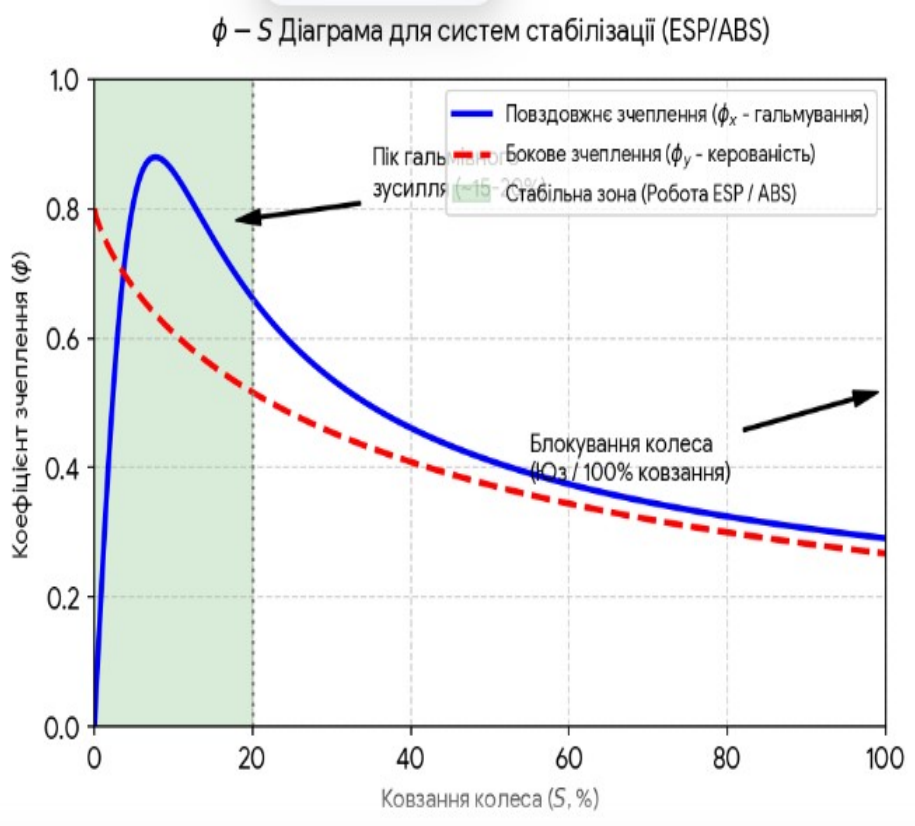
Коефіцієнт зчеплення в поперечному напрямку визначається як відношення бічної сили, реалізованої в плямі контакту коліс до динамічного вертикального навантаження на задню вісь, тобто з виразу:

$$\varphi_y = \frac{R_y}{R_{z2дин.}}$$

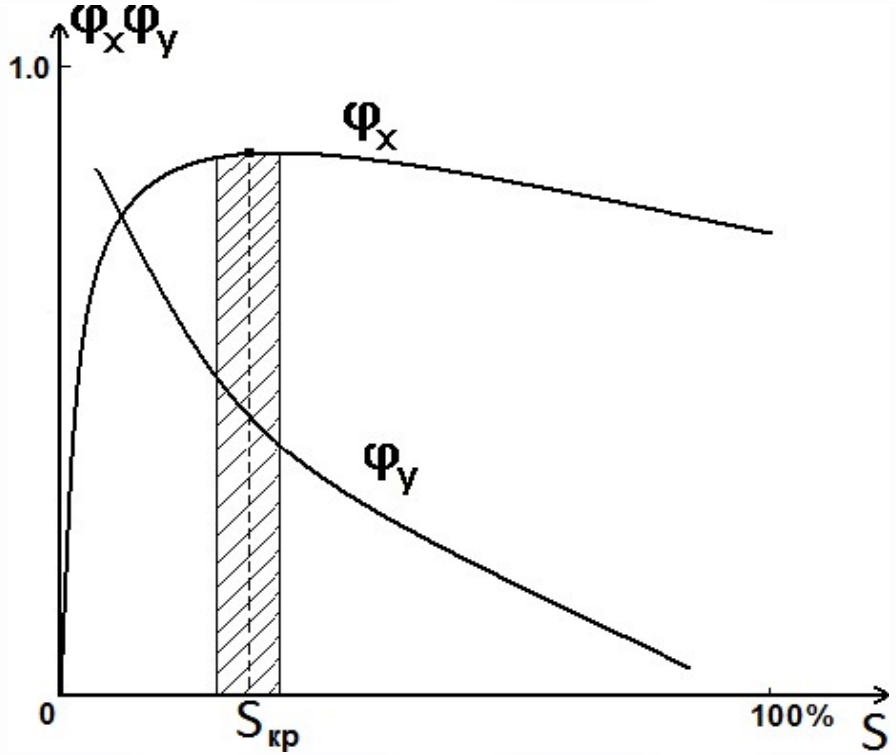
Бічна сила (Ry) розраховується на підставі бічного прискорення з урахуванням перерозподілу навантажень під час гальмування задньою віссю. Відповідно до

$$R_y = J_y m_a - 0{,}015R_{z1дин.}$$

φ-S ДІАГРАМИ ГАЛЬМІВНОГО РЕЖИМУ КОЛЕСА НА РІЗНИХ ПОКРИТТЯХ



Горизонтальна вісь (S - Slip): позначає відносне ковзання шини у відсотках. 0% ковзання - колесо ідеально котиться (машина стоїть або рівномірно їде). 100% ковзання - колесо повністю заблоковане і сунеться юзом (при гальмуванні) або буксує на місці (при розгоні).



Вертикальна вісь (φ): позначає коефіцієнт зчеплення автомобільного протектора з дорожнім покриттям. Чим вище піднімається крива, тим краще тримається автомобіль. Відрізняють: повздовжнє зчеплення φx - потрібне для ефективного гальмування та розгону; бокове (поперечне) зчеплення φy - потрібне для утримання машини в повороті та захисту від заносу.

Електронний блок керування ESP постійно «тримає» колеса у зеленій зоні графіка (найчастіше в діапазоні 10–20% ковзання). Якщо датчики бачать, що в повороті колесо зміщується по графіку праворуч (ковзання зростає, бокова стійкість падає), ESP миттєво послаблює або додає гальмівне зусилля на цьому колесі. Таким чином система повертає колесо назад у зону «піку», де крива бокової стійкості дозволяє втримати автомобіль на заданій водієм траєкторії.



Рисунок 8.1 – Випробувальний автомобіль Nissan X-Trail III

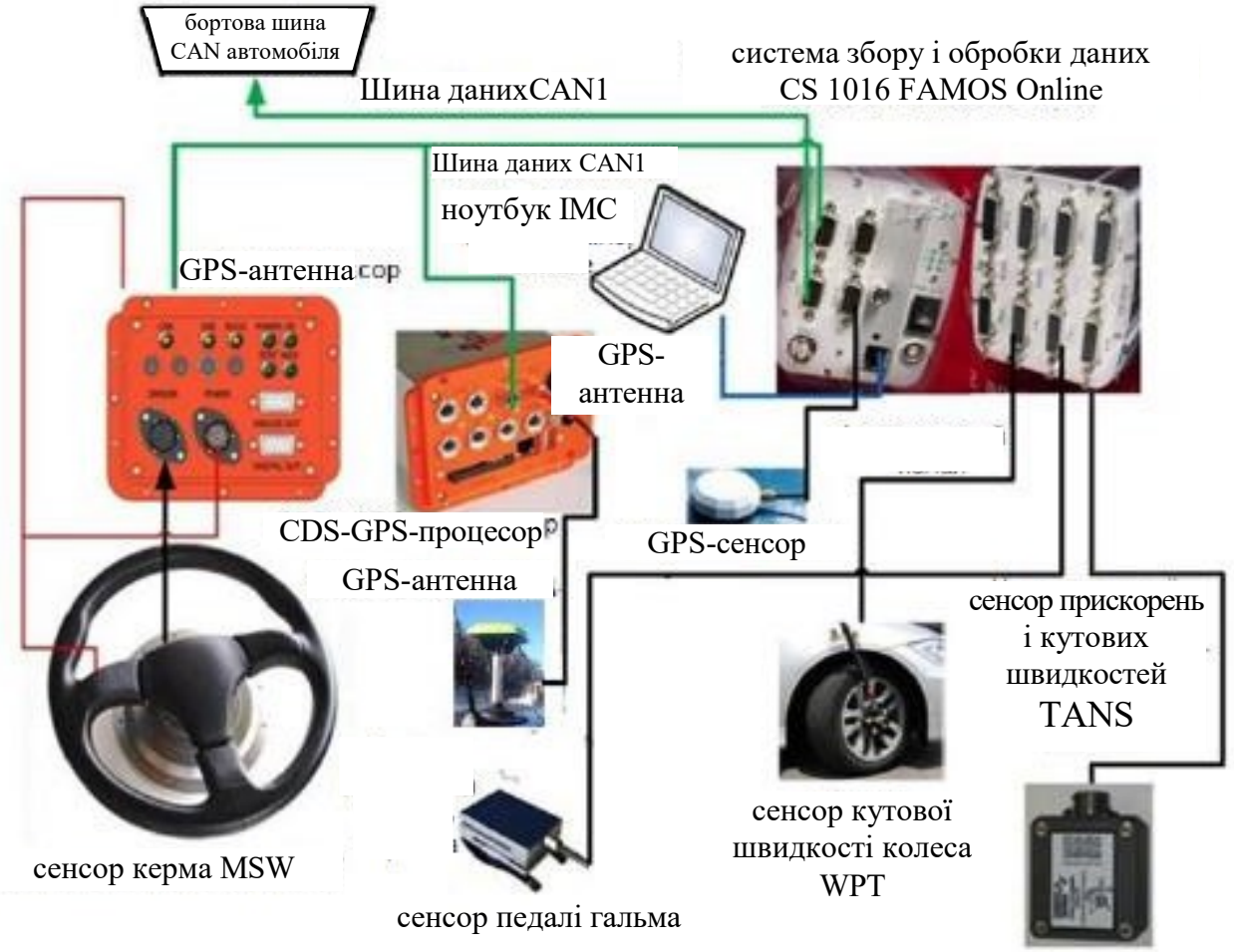


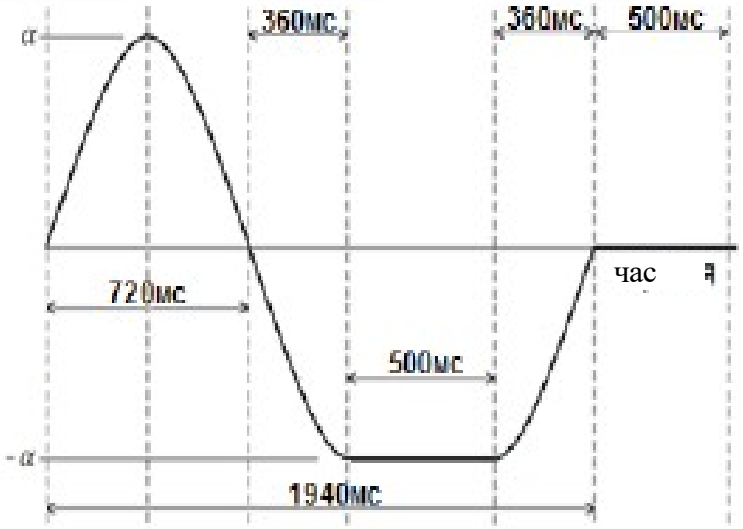
Рисунок 8.2 – Схема з'єднань вимірювального обладнання



Рисунок 8.3 - Зимові шини марки Yokohama Ice GUARD Studi G55: а) з шипами; б) без шипів



Рисунок 8.4 – Комплекти коліс з контрольними мітками для візуалізації процесів, що відбуваються з колесом



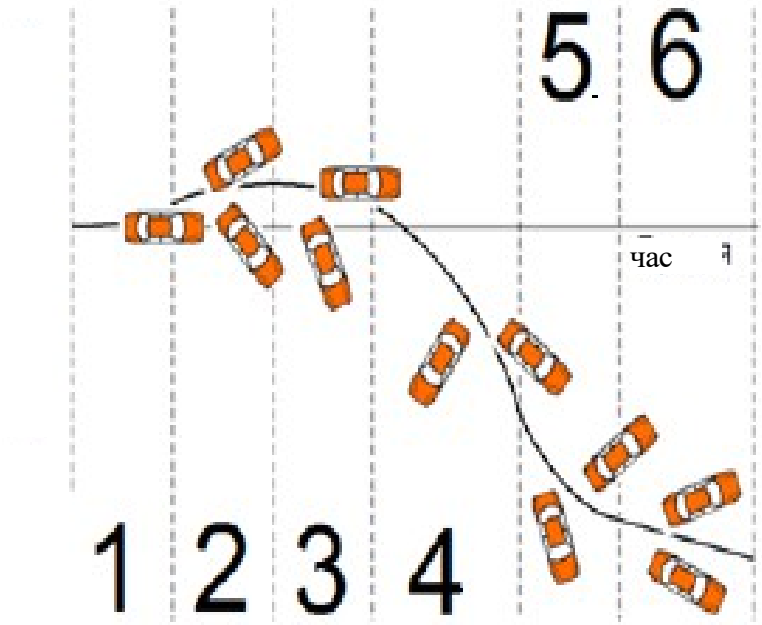


Рисунок 9.1 - Приклади втрати стійкості та керованості автомобіля на дослідних ділянках під час виконання маневрів

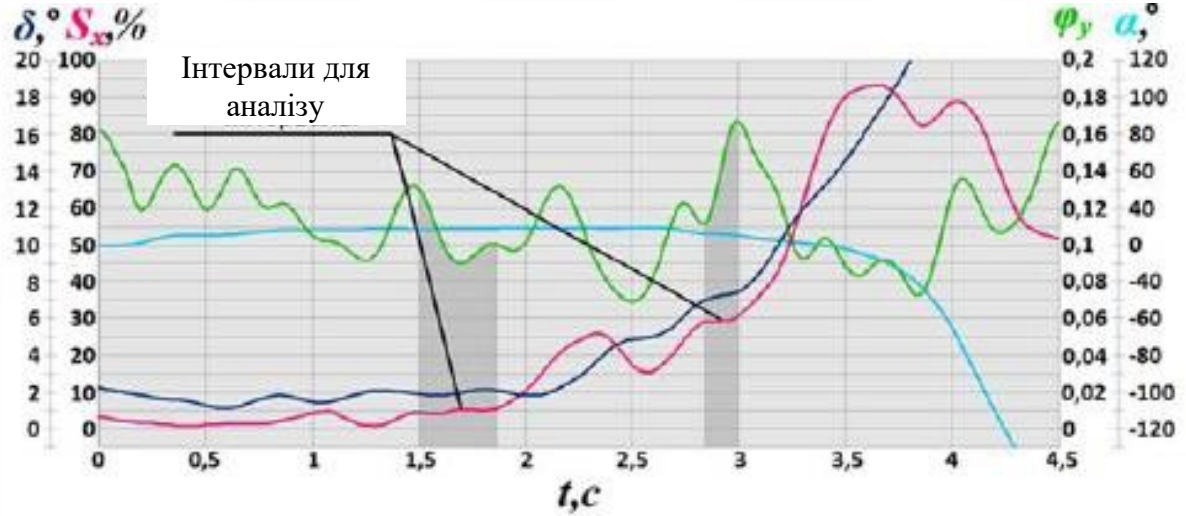
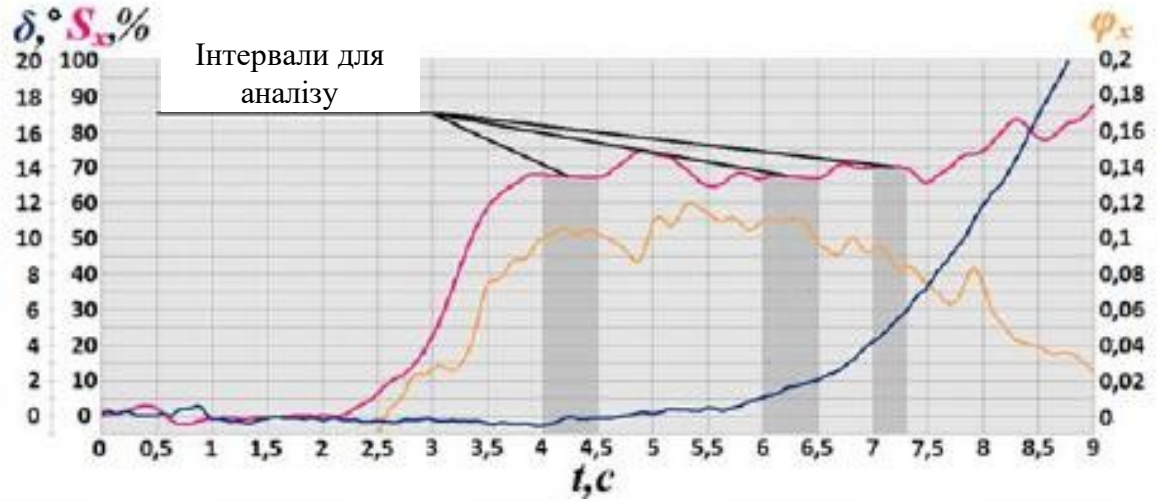


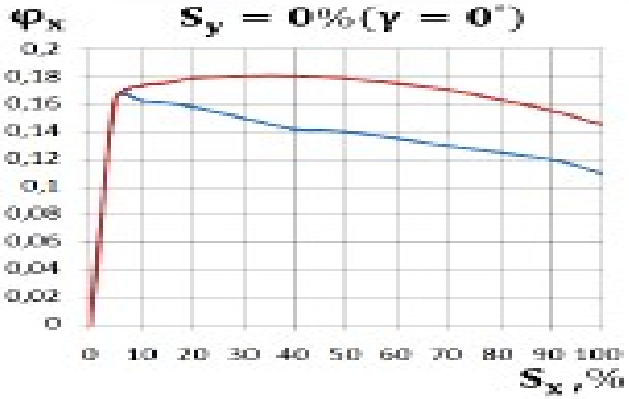
Рисунок 9.2 – Залежності φ_x, δ, S_x від часу в процесі маневру «Гальмування одним заднім колесом»



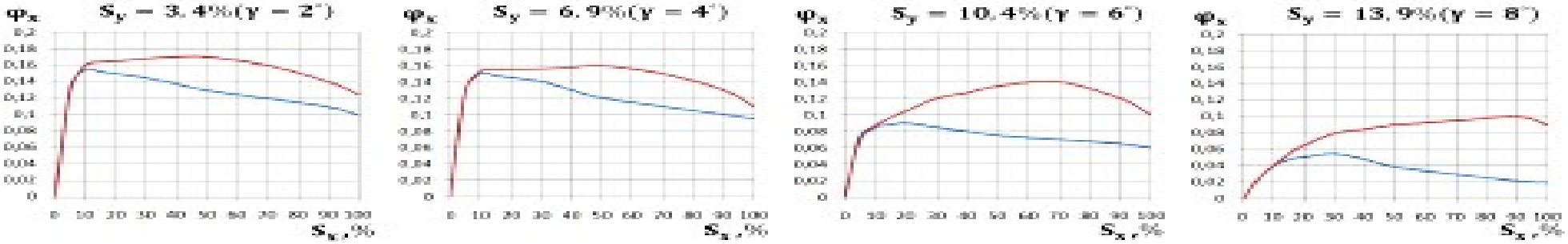
α - кут повороту керма; δ – кут відведення задньої осі; S_x – повздовжнє ковзання колеса; φ_x – коефіцієнт зчеплення в повздовжньому напрямі; φ_y - коефіцієнт зчеплення в поперечному напрямі; t -час.

Рисунок 9.3 – Залежності φ_y, δ, S_x, α від часу в процесі маневру «Гальмування задньою віссю в повороті»

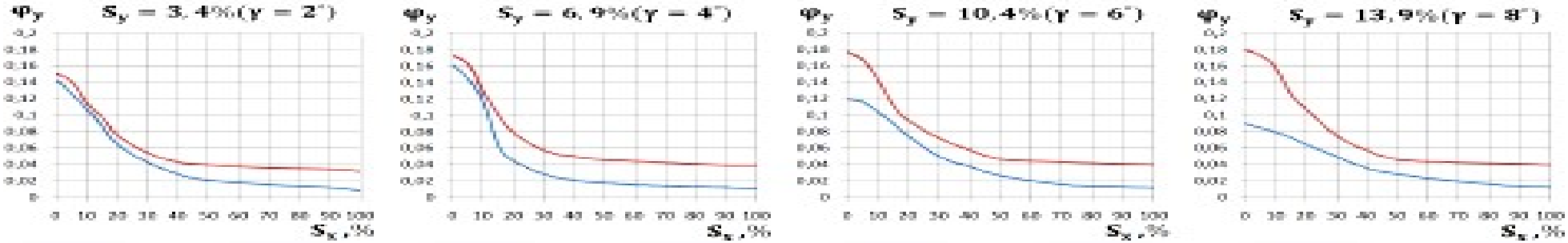
ДВОВИМІРНІ ДІАГРАМИ ДЛЯ ЗИМОВИХ ШИПОВАНИХ ТА НЕШИПОВАНИХ ШИН 10 НА ЛЬОДУ ТА АСФАЛЬТІ



А.



Б.



$\varphi_x(S_x, S_y)$ та $\varphi_y(S_x, S_y)$: А - в подовжньому напрямі без відведення; Б – відповідно з відведенням;
— шини без шипів; — шиповані шини

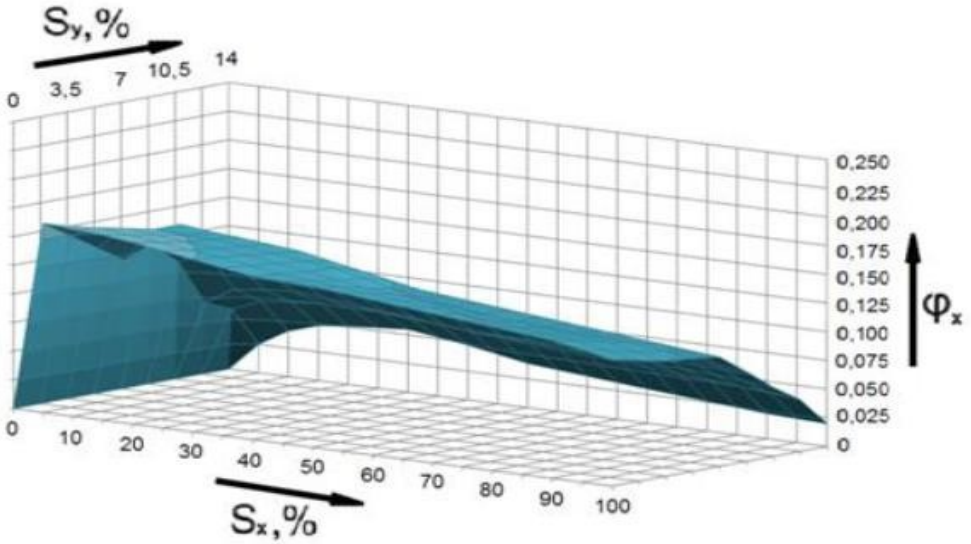


Рисунок 11.1 – Поверхня $\varphi_x(S_x, S_y)$ для зимових шин без шипів

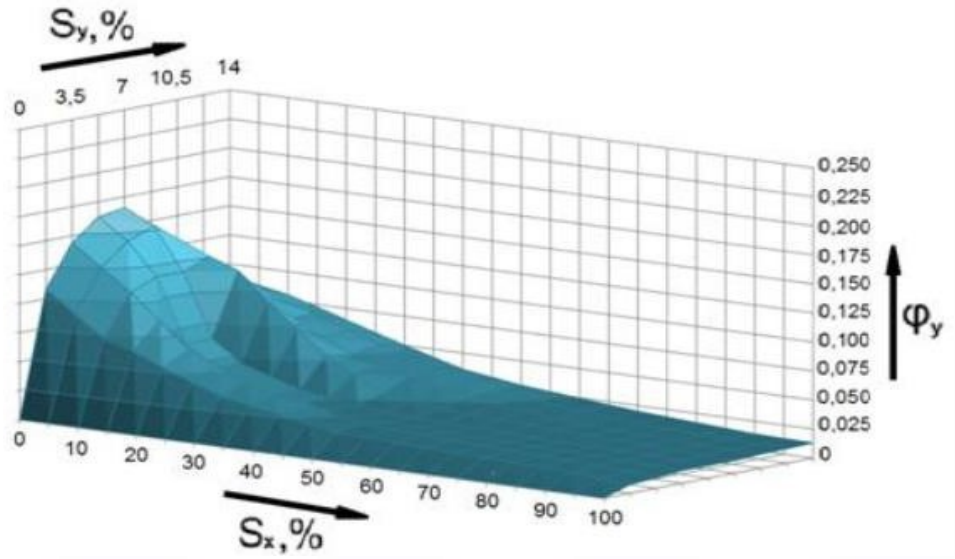


Рисунок 11.2 – Поверхня $\varphi_y(S_x, S_y)$ для зимових шин без шипів

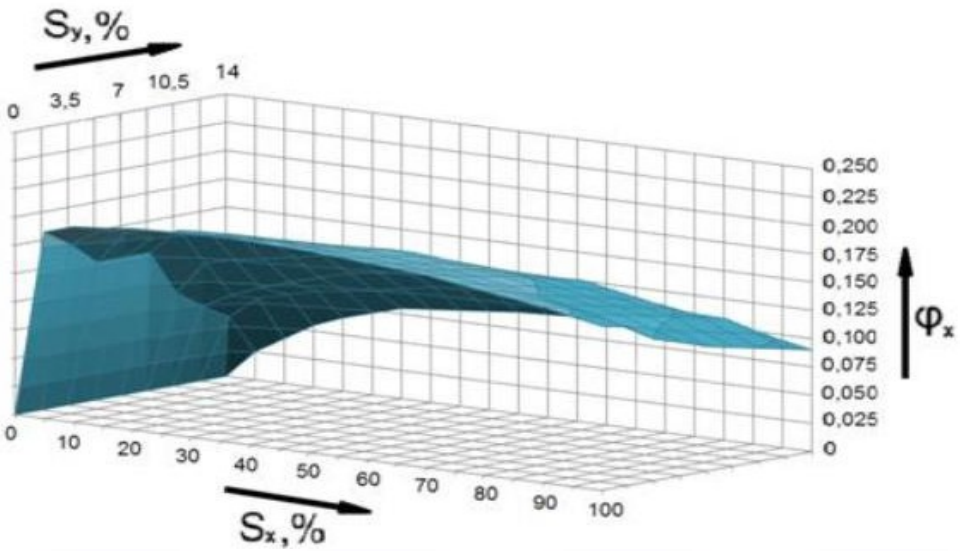


Рисунок 11.3 – Поверхня $\varphi_x(S_x, S_y)$ для зимових шин з шипами

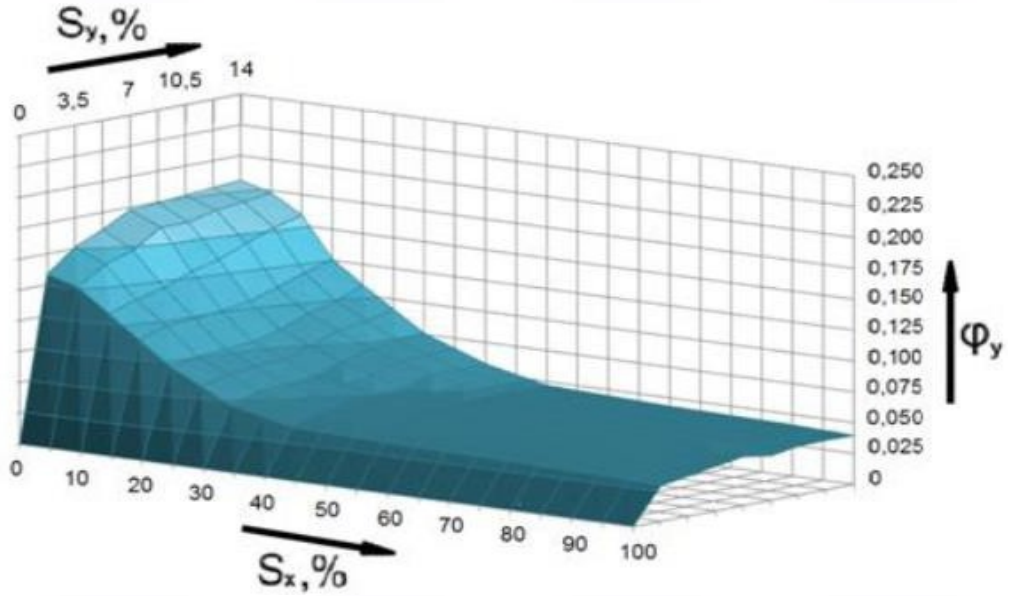
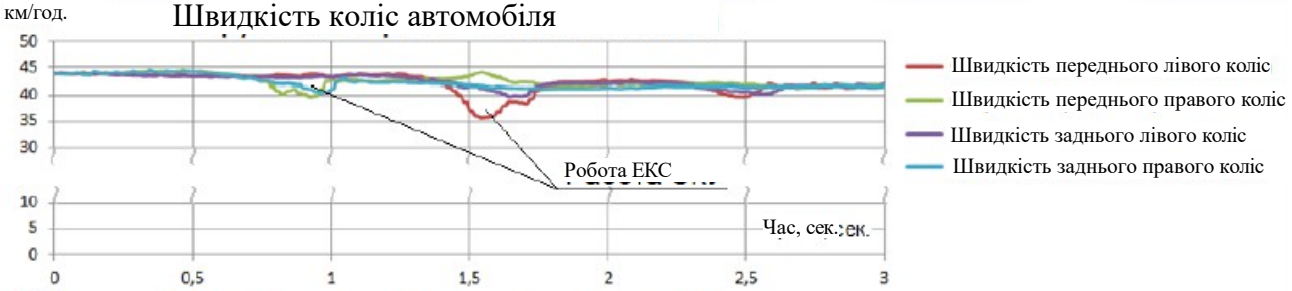
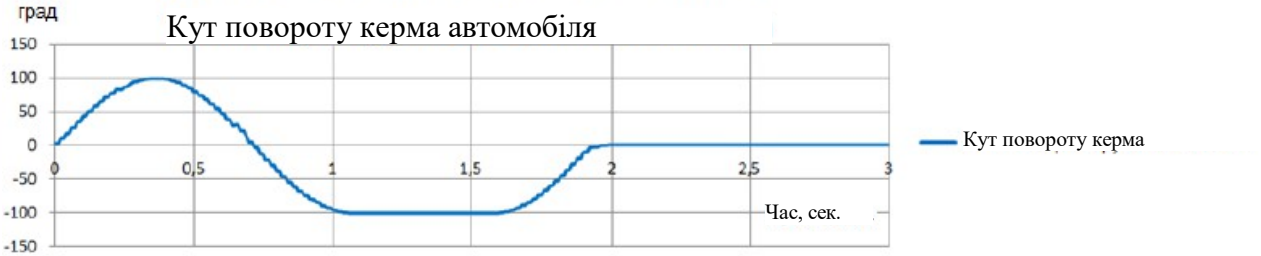


Рисунок 11.4 - Поверхня $\varphi_y(S_x, S_y)$ для зимових шин з шипами

ЗАЛЕЖНОСТІ ШВИДКОСТЕЙ КОЛІС, КУТА ПОВОРОТУ КЕРМА, КУТОВИХ ШВИДКОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ 12 ЩОДО ВЕРТИКАЛЬНОЇ ОСІ ВІД ЧАСУ ДЛЯ ЗИМОВИХ ШИН БЕЗ ШИПІВ

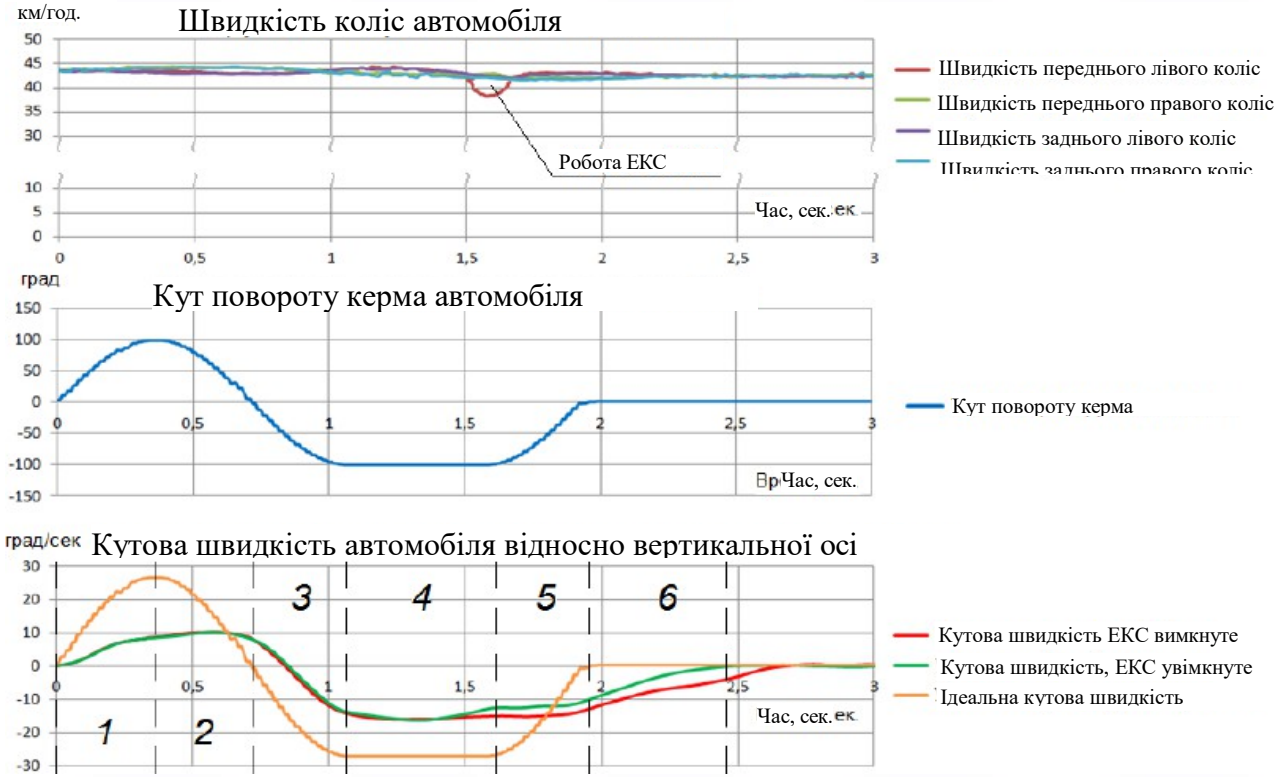






Таблиця 12.1 - Залежність коефіцієнта зчеплення від ковзання та кута відведення (гальмування задньою віссю в повороті, шини - зимові без шипів)

S_x,%	5	10	15	20	30	40	50	70	90	100
φ_y	0,144	0,126	0,108	0,086	0,064	0,043	0,029	0,021	0,016	0,009
S_y= 6,9%; δ=4˚										
φ_y	0,162	0,144	0,117	0,063	0,045	0,028	0,021	0,018	0,014	0,010
S_y=10,4%;δ=6˚										
φ_y	0,120	0,116	0,105	0,090	0,075	0,050	0,038	0,027	0,016	0,012
S_y=13,9%;δ=8˚										
φ_y	0,090	0,085	0,080	0,073	0,065	0,050	0,036	0,029	0,020	0,013



Таблиця 13.1 – Залежність коефіцієнта зчеплення від ковзання та кута відведення (гальмування одним заднім колесом, шини - зимові шиповані)

S_x,%	5	10	15	20	30	40	50	70	90	100
φ_x	0,165	0,173	0,175	0,178	0,180	0,180	0,178	0,170	0,155	0,145
S_y=3,4%;δ=2˚										
φ_x	0,130	0,160	0,164	0,165	0,168	0,170	0,170	0,160	0,140	0,125
S_y=6,9%;δ=4˚										
φ_x	0,130	0,154	0,155	0,156	0,158	0,160	0,160	0,150	0,130	0,110
S_y=10,4%;δ=6˚										
φ_x	0,074	0,870	0,097	0,105	0,120	0,127	0,135	0,140	0,120	0,100
S_y=13,9%; δ=8˚										
φ_x	0,025	0,040	0,055	0,065	0,080	0,085	0,090	0,095	0,100	0,09

ВИСНОВКИ

Результати розрахунків та проведені експериментальні дослідження показали:

Покриття та умови	ESP + Фрикційні зимові шини «липучки»)	ESP + Шиповані шини
Чистий або мокрий асфальт	**Відмінно** (чіткі реакції, стабільність)	**Задовільно** (швидше зрив у ковзання)
Твердий лід при -5°C	**Погано** (електроніка безсила через ковзання)	**Відмінно** (миттєва стабілізація)
Екстремальний мороз (нижче -15°C...-20°C)	**Добре** (гума залишається еластичною)	**Задовільно** (шип не пробиває лід)
Укатаний сніг	**Добре** (ефективна робота ламелей шин)	**Добре** (стабільна та прогнозована поведінка)

Електроніка ESP працює з **будь-яким** типом шин, якщо вони підібрані під правильні дорожні умови:

На сухому та мокрому асфальті: Фрикційні шини (особливо європейського типу) мають жорсткіші блоки протектора. Шиповані шини на асфальті сильніше «плавають» через рухливість шипів та особливості протектора. На асфальті ESP на «липучках» спрацьовуватиме пізніше та м'якше, оскільки межа ковзання в них вища.

Гололедиця та «каша» при температурі близько 0 °C...-5 °C: Це найкритичніший стан дороги, коли на льоду утворюється тонка плівка води. Фрикційна шина на такому покритті втрачає зчеплення і починає сильно ковзати. Шипи пробивають цей шар і буквально вгризаються в лід.

Поведінка ESP в заносі на льоду: Якщо автомобіль починає заносити на крижаній дорозі, ESP намагається вирівняти його, пригальмовуючи конкретне колесо. Якщо на колесі є шипи, гальмівне зусилля моментально передається на лід, і машина стабілізується. На «липучці» заблоковане системою колесо просто продовжує ковзати по льоду, і ESP не зможе повернути машину на траєкторію.

У екстремальних зимових умовах автомобіль з ESP на нешипованих зимових шинах продемонструє кращу стійкість:

при низьких температурах (нижче – 10 °C) - лід стає настільки твердим, що металевий шип не може його ефективно проколоти. У такий мороз фрикційна шина за рахунок м'якої гуми та тисяч ламелей має більшу площу контакту і чіпляється за лід краще. Відповідно і система ESP в сильний мороз працює ефективніше на нешипованій гумі.