

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Машинобудівний інститут, транспортний факультет
(повне найменування інституту, назва факультету)

кафедра «Автомобілі»
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістр

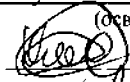
(ступінь вищої освіти (освітній ступінь))

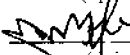
на тему «Обґрунтування методики визначення впливу кутової жорсткості стабілізатора підвіски типу MacPherson на кути встановлення коліс автомобіля категорії M1»

Виконав: студент VI курсу, групи Т-113м
спеціальності (освітньої програми)

133-Галузеве машинобудування
(код і назва спеціальності)

Колісні та гусеничні транспортні засоби
(освітня програма)

 Кошелев М.О.
(прізвище та ініціали)

Керівник  Кубіч В.І.
(прізвище та ініціали)

Рецензент  Турпак С.М.
(прізвище та ініціали)

м. Запоріжжя
2018 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет
 (повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет машинобудівний, транспортний

Кафедра «Автомобілі»

Ступінь вищої освіти (освітній ступінь) магістр

Спеціальність 133-Галузеве машинобудування

(код і назва)

Освітня програма «Колісні та гусеничні транспортні засоби»

(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри «Автомобілі»

 Сосик А.Ю.
 "18" грудня 2018 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Кошелев Михайло Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) «Обґрунтування методики визначення впливу кутової жорсткості стабілізатора підвіски типу MacPherson на кути встановлення коліс автомобіля категорії М1»

керівник проекту (роботи) Кубіч В.І., к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від "21" листопада 2018 року №357

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 15.12.2018

3. Вихідні дані до проекту (роботи): конструкція підвіски автомобіля ЗАЗ 1102, ходи переміщення підвіски (0-140 мм), статичне навантаження на колесо 870 Н, стабілізатор автомобіля ВАЗ 2108.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1 Огляд літературних джерел за напрямком дослідження. 2 Техніко-економічна характеристика інженерно-технічного об'єкту. 3 Розрахунок необхідної жорсткості стабілізатора для отримання зменшених кутів крену підресорених мас. 4 Обґрунтування складових методики дослідження поведінки кінематичних ланцюгів підвіски. 5 Розробка методичного забезпечення для експериментального дослідження. 6 Результати експериментальних досліджень. 7 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях. 8 Економічне обґрунтування роботи.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень).

Графічні залежності за отриманими експериментальними дослідженнями.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-6	Кудін В.І., доцент		
7	Лазункін Н.І., доцент, к.р. ДОН-НС		
8	Борисенко О.Є., к.е.н. доц.		

7. Дата видачі завдання 28.09.2018

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Уточнення теми та складових дослідження	26-28.09.18	
2	Збір та аналіз інформаційних джерел з тематик покриття проекту та створення плану	10-16.10.18	
3	Проведення теоретичного обґрунтування сесарних методик досліджень	19.10-25.10.18	
4	Розробка методики експериментальних досліджень	26.10-8.11.18	
5	Проведення експериментальних досліджень	9.11-20.11.18	
5.1	Дослідження впливу ходу підвіски на кути встановлення		
5.2	Дослідження впливу геометричних параметрів сидіння		
6	Зорієнтоване моделювання та оцінка процесу при виконанні експериментальних досліджень	21.11-28.11.18	
7	Проведення розрахунків щодо експериментального обґрунтування роботи		
8	Оформлення пояснювальної записки та презентації роботи до захисту	10-15.12.18	

Студент

(підпис)

 Кошмаров М.О.
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

 Іванов О.І.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ПЗ: 92 стор., 27 рис., 14 табл., 19 джерел.

Інженерно-технічний об'єкт – передня підвіска автомобіля категорії М1 типу Макферсон зі стабілізатором поперечної стійкості.

Об'єкт дослідження – процес взаємодії кінематичних ланок підвіски.

Предметом дослідження - визначення впливу кутової жорсткості додатково введенного у підвіску типу Макферсон стабілізатора з різними довжинами його активної частини на теоретичний кут крену підресорених мас автомобіля.

Методи дослідження. В теоретичних дослідженнях використовувалися структурний та комплексний аналіз. Для оцінки теоретичних досліджень використовувалося математичне та фізичне моделювання.

В першому розділі було проведено аналіз наукових джерел за тематикою курсової роботи, виділено об'єкт дослідження, розглянуто рівень теоретичної розробки проблеми оцінюються точки зору різних авторів, були сформульовані основні наукові категорії за напрямком дослідження.

В другому розділі було проведено аналіз існуючих конструкцій підвісок визначені технічні вимоги.

В третьому розділі був проведений розрахунок, який вирішив одну з задач дослідження, а також було сформульовано бачення подальшого напрямку роботи.

В четвертому розділі приведено обґрунтування складових методики дослідження кінематичних ланок підвіски.

В п'ятому розділі обґрунтовано необхідність побудови фізичної моделі підвіски та запропоновано метод дослідження, при цьому покроково описано у якій послідовності необхідно проводити дослідження для отримання достовірних результатів

В шостому розділі приведено результати дослідження та процес їх отримання. При цьому визначено: зміну кутів розвалу та сходження в залежності від ходу підвіски; вплив геометричного параметру на жорсткісні характеристики стабілізатора поперечної стійкості.

В сьомому розділі проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів які здатні привести до травм або ушкодження здоров'я дослідників. Розроблені технічні, санітарно-гігієнічні та протипожежні заходи по забезпеченню безпеки, які були складені зважаючи на законодавчі та нормативно-правові акти.

В восьмому розділі наведено економічне визначення витрат на роботи: розраховано витрати на проектування та виготовлення стенду; витрати на проведення вимірювальних робіт. Проведено порівняння технічно-економічних показників базового та проектного стенду. Зроблено висновок про економічну доцільність використання запропонованого стенду.

ПІДВІСКА, ДОСЛІДЖЕННЯ, АНАЛІЗ, ПЛАВНІСТЬ ХОДУ, СТІЙКІСТЬ РУХУ, КЕРОВАНІСТЬ, СТАБІЛІЗАТОР, ПІДРЕСОРЕНА МАСА, КУТ КРЕНУ ПІДРЕСОРЕНОЇ МАСИ, КУТОВА ЖОРСТКІСТЬ, КУТ РОЗВАЛУ, КУТ СХОДЖЕННЯ, ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ОБ'ЄКТ.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ЗА НАПРЯМКОМ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	10
1.1 Доцільність застосування в автомобілях систем всекерованих коліс для покращення керованості та стійкості руху	12
1.2 Підвищення стійкості руху автомобіля з використанням системи стабілізації вертикальних реакцій дороги.....	13
1.3 Активні підвіски.....	14
1.3.1 Переваги застосування напівактивних підвісок	14
1.3.2 Особливості прояву властивостей магнітореологічного демпферу	15
1.3.3 Необхідність та переваги застосування активних підвісок.....	16
1.4 Формулювання основних наукових категорій магістерського дослідження ..	17
Висновки за розділом.....	18
2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНОГО ОБ'ЄКТУ	19
2.1.1 Підвіска на подвійних поперечних важелях	21
2.1.2 Багатоважільна підвіска.....	26
2.1.3 Незалежна підвіска типу Макферсон.....	27
2.2 Характеристики підвіски.....	32
2.2.1 Пружна характеристика.....	32
2.2.2 Жорсткість підвіски.....	34
2.2.3 Енергоємність підвіски.....	35
2.2.4 Плавність ходу.....	36
2.2.5 Кінематика та еластокінематика підвіски.....	40
2.2.6 Демпфуюча характеристика підвіски.....	40
Висновки за розділом.....	40
3 РОЗРАХУНОК НЕОБХІДНОЇ ЖОСТКОСТІ СТАБІЛІЗАТОРА ДЛЯ ОТРИМАНОЇ ЗМЕНШЕНИХ КУТІВ КРЕНУ ПІДРЕСОРЕНИХ МАС	41
Висновки за розділом.....	44

4 ОБГРУНТУВАННЯ СКЛАДОВИХ МЕТОДИКИ ДИСЛІДЖЕННЯ	
ПОВЕДІНКИ КІНЕМАТИЧНИХ ЛАНОК ПІДВІСКИ.....	46
4.1 Необхідність встановлення залежності кутів коліс від ходів підвіски	46
4.2 Необхідність врахування геометричного параметру стабілізатора.....	46
5 РОЗРОБКА МЕТОДИЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДЛЯ	
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ.....	47
5.1 Підходи до побудови фізичної моделі експериментальних досліджень	48
5.2 Методика проведення дослідів.....	49
5.2.1 Методика проведення експерименту по визначенню кутів розвалу і	
сходження коліс в залежності від ходу підвіски при прямолінійній русі.	49
5.2.2 Методика проведення експерименту по дослідженню впливу розмірів	
активної частини стабілізатора на його жорсткість.	50
Висновки за розділом.....	51
6 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	52
6.1 Визначення впливу ходів підвіски на кути встановлення колеса.....	52
6.2 Визначення жорсткості стабілізатора з зміненими геометричними розмірами	
активної частини.....	58
Висновки за розділом.....	65
7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	66
7.1. Аналіз потенційних небезпек	66
7.2. Заходи по забезпеченню безпеки.....	67
7.3. Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці.....	69
7.4. Заходи з пожежної безпеки	70
7.5. Заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях.....	71
7.3 Висновки до розділу охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	73
8 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОТИ.....	74
8.1 Розрахунок витрат на проектування стенду	74
8.2 Розрахунок витрат на виготовлення стенду	75
8.3 Розрахунок витрат на проведення діагностичних робіт	83
ВИСНОВКИ.....	87
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ	89

ВСТУП

Актуальність обраного напрямку досліджень визначається наступним.

Необхідність підвищення стійкості руху та керованості на експлуатованих транспортних засобах виникає через підвищення швидкості і інтенсивності потоку. Це відбувається через покращення характеристик сучасних автомобілей, устарілі моделі транспортних засобів вже з підвищеною небезпекою спавляються з новими швидкостями потоку. Сучасні автомобілі оснащені автоматичними системами які допомагають уникати ДТП, та добрими показниками керованості та стійкості руху і динамікою. Враховуючи той факт, що третина автомобілей на дорогах України віком понад 20 років, є сенс у підвищені активної безпеки за мінімальних витрат. Це викликає інтерес виявлення можливості підвищення активної безпеки ТЗ за рахунок зміни кутової жорсткості підвіски, недостатність якої викликає небезпечні крени кузова. Великий кут крену підресорених мас автомобілів з підвіскою Макферсон викликає шкідливі кути розвалу коліс, через недосконалість кінематики підвіски. Такий кут розвалу коліс має великий вплив на боковий увід колес і через нього втрачається нормальний баланс поворотності. Автомобіль втрачає стійкість руху та керованість коли поворотність стає надлишковою. Також крени кузова впливають на швидкість відклику руху автомобіля на дії водія, замість того щоб змінювати напрямок руху, у автомобіля спочатку виникає кут крену підресореної маси, а потім змінюється напрямок руху. Особливо це явище проявляється при декількох послідовних маневрах. В кретичних та аварійних ситуаціях такі явища призводять до втрати керованості.

Такі проблеми недосконалості конструкції в підвісках вирішуються різними шляхами. Використовують більш досконалі підвіски з кращою кінематикою. Застосовують активні підвіски з можливістю фіксувати положення кузова при поворотах, що дає змогу уникнути кренів. Також актуально додавати у конструкцію підвіски активний стабілізатор, який

підвищує кутову жорсткість підвіски без негативного впливу на плавність ходу. Але в моїй роботі річ йде про бюджетний клас автомобілей, в яких використовуються в основному підвіски типу Макферсон, через їх дешевизну та простоту конструкції. В таких автомобілях не використовують адаптивні підвіски та інші системи автоматичної зміни параметрів підвіски. У бюджетному автомобілі в основному шукається компроміс між плавністю ходу та керованістю і стійкістю руху. Авжеж безпека важливіша за комфорт і тому я займаюся цим питанням.

1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ЗА НАПРЯМКОМ ДОСЛІДЖЕННЯ

Втрата стійкості транспортного засобу під час руху під дією бічних навантажень пов'язана з нелінійністю характеристик шин. Багато систем безпеки автомобіля охороняють автомобіль від виходу на режим інтенсивного ковзання, що пов'язано з втратою стійкості руху.

Роботи з питання стійкості і керованості автомобіля з'явилися за кордоном в першому десятилітті 20-століття [1]. Серед перших дослідників в цій області в Росії були Певзнер Я.М., Жуковський Н.Є., Млодзівський В.К. Стійкість і керованість руху автомобіля визначаються характеристики колеса, взаємодією між колесами і дорогою. У зоні контакту колеса з дорогою визначаються всі силові та кінематичні параметри, що впливають на стійкість руху автомобіля, такі як бічна реакція колеса F_y і кут відведення δ , а також стабілізуючий момент. Стабілізуючий момент шини має незначний вплив на автомобіль і їм зазвичай нехтують [2, 3].

Найбільш важливою характеристикою, що впливає на стійкість руху автомобіля, є характеристика відведення. Дослідницькі роботи М. Олеяна, що з'явилися в першій половині 20-століття, в яких були застосовані поняття про критичну швидкості, теорія бічного відведення колеса, є до сих пір базою сучасної теорії стійкості руху автомобіля. Поняття бічного відведення використовувалося в ранніх роботах не для одного колеса, а для цілої осі автомобіля.

У своїй книзі «Теорія автомобіля», опублікованій в 1950 році, Чудаков Е.А. розглянув питання стабілізації керованих коліс, а також виникнення стабілізуючого моменту шини, що викликається відведенням, і багато інших питань, що впливають на стійкість руху автомобіля, в частності, він розглянув питання впливу бічного навантаження (внаслідок бокового вітру або бокового ухилу дороги) на стійкість руху автомобіля. В роботі Іларіонова

В.А. розглянуто рішення задач взаємодії колеса з дорогою, в разі, коли шини встановлені з розвалом [4]. Дослідження, виконані під керівництвом Балабіна І.В., є дуже важливими в цій області для поліпшення стійкості руху автомобіля.

Литвинов А.С. і Певзнер Я.М. відзначають, що в процесі заносу автомобіля, при інтенсивному ковзанні, зв'язку між шиною і дорогою становиться нелінійними [5]. Внаслідок цього облік кутів відведення не настільки важливий.

В роботі Антонова Д.А. представлено визначення стійкості і керованості руху автомобіля. За словами Антонова Д.А. стійкість забезпечує «міцність» заданого водієм режиму руху і виключає можливість самовільного досягнення параметрами, регулююються водієм, небезпечних рівнів при русі [6,7]. Нестійкість руху автомобіля провокує погіршення його керованості, тому що змушує водія працювати в більш строгих обмежених режимах по допустимому запізненню і необхідній швидкості виконання сигналів управління. В роботах Антонова Д.А. представлені нові елементи, якими стали розробка і застосування теорії нелінійного відведення автомобільної шини. Ця теорія стала важливим кроком у розвитку теорії стійкості руху автомобіля.

Серед важливих недавніх досліджень в цій області в Росії можна відзначити роботу виконану Дикому А.Б. Метою якої було вивчення сил і моментів, що виникають внаслідок взаємодії автомобільного колеса з дорогою [8].

Аналіз результатів досліджень, виконаних за участю Іванова В.Г. на початку поточного століття, показав, що найважливішою інформацією для роботи таких мехатронних систем активної безпеки, як антиблокувальні і противобуксовочну системи, є інформація про показники зчеплення шини з дорогою і прослизанні колеса [9]. Питання варіації цих параметрів вивчаються вже протягом тривалого часу і широко представлені в технічній літературі.

Проаналізувавши основопологаючі роботи, пов'язані з керованістю та стійкістю руху, можна зробити висновок, що основний вплив на ці показники має бічний увод колеса.

Через нелінійність характеристик шин виникає втрата сійкості та погіршення керованості. Якщо разом з цим змінюються кути нахилу коліс, через недосконалість кінематики підвіски, то виникають дестабілізуючі моменти. В таких ситуаціях водій може не встигати виконувати коректні дії підрулювання та втратити керування взагалі. Саме тому виникає цікавість обмеження поперечного нахилу підресорених мас, через які виникають кути нахилу площини колеса.

1.1 Доцільність застосування в автомобілях систем всекерованих коліс для покращення керованості та стійкості руху

На сучасному етапі активізувалися дослідження та розробки, направлені на підвищення активної безпеки автомобілів, і зокрема керованості та стійкості. Одним із напрямків цих досліджень є застосування всеколісного керування (4WS).

Про зацікавленість цим напрямком таких світових флагманів автомобілебудування, як Honda, TOYOTA, Mazda, Nissan, General Motors, Renault, BMW свідчить поточний випуск ними легкових автомобілів із 4WS.

Опираючись на досвід використання всеколісного керування, можна з упевненістю відмітити їх переваги над традиційними двоколісними схемами (2WS). Вони виражаються не тільки в значному підвищенні маневреності автомобіля, а і в таких важливих показниках безпеки руху як керованість та стійкість транспортного засобу на високих швидкостях.

Однак до цього часу продовжується полеміка щодо функціональної залежності та факторів, які необхідно враховувати при виборі закону управління задніми колесами автомобіля із всеколісним керуванням.

Інтенсивний розвиток сучасної автомобільної електроніки дозволяє використовувати для корекції повороту задніх коліс складні нелінійні

математичні моделі, здатні розрахувати оптимальну траєкторію руху автомобіля з урахуванням великої кількості параметрів. У зв'язку з цим актуальним є розробка методики вибору конструктивних параметрів всеколісного керування, які впливають на стійкість руху в спектрі експлуатаційних швидкостей, а також прогнозування поведінки транспортного засобу при дії на нього зовнішніх збурень.

1.2 Підвищення стійкості руху автомобіля з використанням системи стабілізації вертикальних реакцій дороги

Відомо, що крім автомобільних магістралей високої якості зустрічаються численні дороги з ділянками, що характеризуються явно вираженим випадковим і періодичним профілем нерівностей. Вдосконалість конструкцій сучасних автомобілів дозволяє рухатися по ним з досить високою швидкістю. У таких випадках можливе виникнення явище резонансу вертикальних коливань коліс щодо корпусу. У сучасних автомобілях власна частота коливань коліс в системах подрессорювання знаходиться в діапазоні 7-15 Гц. В умовах руху автомобіля по періодичному профілем при резонансі безпружинних мас це призводить до значних коливань вертикальних реакцій дороги на колеса автомобіля. Виникають, з одного боку, перевантаження елементів підвіски автомобіля, з іншого - ослаблення вертикальних реакцій дороги аж до повної втрати зв'язку колеса з дорогою. Ослаблення вертикальної реакції дороги на колесо веде до зниження стійкості руху автомобіля в зв'язку з зменшенням опору бічному відведенню коліс автомобіля. Звідси випливає необхідність вирішення завдання регулювання вертикальних реакцій дороги на колеса автомобіля в процесі руху по нервностях з метою зниження можливості значного ослаблення вертикальних реакцій.

СВРДК (система стабілізації вертикальних реакцій дороги на колесі) це новий метод підвищення безпеки автомобіля, що відрізняється тим, що шляхом стабілізації вертикальних реакцій дороги на колесах при русі по

нерівностях дозволяє збільшити стійкість руху автомобіля. Методами імітаційного моделювання встановлено, що використання системи стабілізації вертикальних реакцій дороги дозволяє зменшити середньоквадратичне відхилення коливань вертикальних реакцій дороги на колесі до 20-60% в залежності від умов руху. Розрахунки показують, що система стабілізації вертикальних реакцій дороги на колесах дозволяє також зменшити в 2-3 рази амплітуду вертикальних і кутових коливань кузова по куту тангажа і по куту нахилу в залежності від умов руху.

Система стабілізації вертикальних реакцій дороги на колесі підвищує ефективність дії антиблокувальної системи гальм автомобіля: при спільній роботі системи стабілізації вертикальних реакцій дороги на колесо і антиблокувальної системи гальм гальмівний шлях зменшується на 24 - 77% в залежності від умов руху.

Так само система стабілізації вертикальних реакцій дороги на колесо при русі по нерівностях опорного підстави дозволяє зменшити бічне відхилення автомобіля від траєкторії, одержуваної на рівній дорозі, в залежності від обраної ступеня стабілізації на 10 - 100%.

Система стабілізації вертикальних реакцій дороги на колесі є дуже актуальною у застосуванні на автомобілях з адаптивними підвісками. Вона має вражаючі показники у покращенні безпеки руху, бо працює разом з іншими системами активної безпеки і корегує їх роботу [3].

1.3 Активні підвіски

1.3.1 Переваги застосування напівактивних підвісок

Напівактивні підвіски можуть змінити тільки коефіцієнт опору амортизатора і не додають енергію в систему підвіски. Обмежені в своєму втручанні в роботу підвіски (наприклад, керуюча сила, сила амортизатора, не завжди може мати напрямок, потрібне в даний момент), напівактивні підвіски менш дороги в проектуванні і споживають набагато менше енергії. Останнім часом дослідження напівактивна підвісок продовжували з

урахуванням їх можливостей скорочення розриву між властивостями напівактивної і активної підвісок. Найбільш економічним і основним видом напівактивна підвісок є підвіски, які складаються з електромагнітного клапана, що регулює потік гідравлічної рідини всередині амортизатора, що викликає зміна демпфуючих характеристик підвіски. Магніти, які керують клапанами, пов'язані з комп'ютером, який посиляє їм команди в залежності від алгоритму управління (зазвичай так званого методу «Sky-Hook»). Цей тип системи використаний в системі підвіски Кадилака Cadillac's Computer Command Ride (CCR). Першим серійним автомобілем з напівактивною електронною підвіскою Toyota [10] став Toyota Soarer в 1983 році.

1.3.2 Особливості прояву властивостей магнітореологічного демпфера

Інший досить недавно з'явився метод передбачає застосування магнітореологічних демпферів з брендом MagneRide. Спочатку цей метод був розроблений в Delphi корпорації (виділення з General Motors) і був стандартним, як і багато інших нові технології, на автомобілі Кадилак CTC (моделі 2002 року) та на деяких інших моделях GM з 2003 року [10,11] .

Ця, нова на той час, технологія представлялася суттєвим оновленням напівактивних систем, використовуваних в висококласних автомобілях GM протягом десятиліть. Разом з швидкодіючими сучасними комп'ютерами вона дозволяє управляти властивостями всіх коліс автомобіля. Технологія застосування магнітореологічних демпферів розвивається протягом 25 років.

Рідина магнітореологічного демпфера містить металеві частинки. Електромагніт, керований комп'ютером, відповідно до його команді змінює орієнтацію металевих частинок в амортизаторній рідині, тим самим змінює її в'язкісні властивості і опір амортизатора.

Швидкодія магнітореологічного амортизатора вище, ніж у регульованих амортизаторів, в яких прохідний перетин клапанів змінюється

або за рахунок керованого перетину клапана, або за рахунок використання додаткових електромагнітних клапанів. Час реакції магнітореологічної системи становить 1 мілісекунди. Витрати потужності на управління одним амортизатором менш 20 Вт. Пропускна здатність електромагнітного клапана змінюється східчасто. У магнітореологічної системі в'язкість рідини і, отже, властивості опору амортизатора змінюються безперервним чином.

1.3.3 Необхідність та переваги застосування активних підвісок

Автовиробники використовують активну підвіску для управління відносним становищем колеса і кузова як в статичному режимі (з медповільно поточними процесами), так і в динамічному (з швидкоплинними процесами). У першому випадку можуть змінюватися параметри підвіски, дозволяючи утримувати кліренс транспортного засобу в ході зміни перевезеної маси вантажу, наприклад, при посадці пасажирів зміна їх кількості в автобусі. Також можуть підтримуватися потрібні положення кузова по куту тангажа і крену. Застосування активної підвіски, що працює в динамічному режимі, дозволяє автомобілю забезпечити більш високу ступінь плавності ходу, а також більш високу стійкість і керованість. Система фактично зменшує крен кузова на повороті і зміна кута тангажу при прискореного ренни і при гальмуванні [12].

Недоліками конструкції активної підвіски є збільшення маси, ускладнення конструкції, більш висока її вартість, а також ускладнення обслуговування підвіски і, отже, збільшення вартості обслуговування.

Таким чином на підставі аналізу обраної літератури найбільш значним вважаю вплив кута крену підресорених мас передньої підвіски автомобілей категорії M1 з підвіскою типу Макферсон на керованість та стійкість руху. Вважаю дослідження за цим напрямком актуальним. Враховуючи вище сказане у наступному є можливість сформулювати основні наукові категорії.

1.4 Формулювання основних наукових категорій магістерського дослідження

Після вивчення аналітичної інформації щодо науково-технічних досягнень дослідників були сформульовані основні наукові категорії за напрямком дослідження.

Мета та задачі дослідження. Метою даних досліджень є визначення можливості підвищення керованості та стійкості руху експлуатованого автомобіля без значного втручання в конструкцію підвіски.

Досягнення мети досліджень передбачає вирішення наступних задач:

- провести аналіз підвісок, з точки зору керованості та стійкості руху
- здійснити аналіз залежності кута крену підресорених мас від кутової жорсткості підвіски
- провести аналіз впливу кута крену підресорених мас на керованість та стійкість руху
- провести математичне моделювання з метою підтвердження теоретичних досліджень, пов'язаних з покращенням керованості та стійкості руху.

Об'єкт дослідження – процес взаємодії кінематичних ланок підвіски.

Предметом дослідження - визначення впливу кутової жорсткості додатково введенного у підвіску типу Макферсон стабілізатора з різними довжинами його активної частини на теоретичний кут крену підресорених мас автомобіля.

Методи дослідження. В теоретичних дослідженнях використовувалися структурний та комплексний аналіз. Для оцінки теоретичних досліджень використовується математичне моделювання.

Рішення першої задачі дозволить сформулювати погляд на переваги та недоліки конструкцій підвісок, та виявити особливості кінематики, які впливають на керованість та стійкість руху.

Вирішення другої задачі дозволить виявити особливості впливу параметрів жорсткості підвіски та проаналізувати характер взаємодії підресорених та непідресорених мас.

Вирішення третьої задачі є підставою для обґрунтування покращення активної безпеки експлуатуємих транспортних засобів, за рахунок обмеження кута крену та зменшення кута нихлу площини колес.

Вирішення четвертої задачі надасть можливість визначити вплив жорсткості на поперечно-кутові преміщення та поперечно-кутові прискорення і характер їх взаємодії.

Висновки за розділом

Проведено аналіз джерел, в яких розглядається питання керованості та стійкості руху, при якому виявлено, що основний вплив на ці характеристики має бічний увід колеса на який також впливають кути встановлення колеса.

Представлено існуючі шляхи вирішення проблеми керованості та стійкості руху автомобілів на підставі яких визначено напрямок дослідження.

Сформульовано основні научні категорії за обраним напрямком дослідження.

2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНОГО ОБ'ЄКТУ

До підвісок висувають такі основні вимоги [13]:

- пружна характеристика підвіски повинна забезпечити високу плавність ходу, відсутність ударів в обмежувачі ходу, протидіяти крену при повороті, "клювкам" при гальмуваннях і "присіданням" при розгоні автомобіля;
- кінематична схема повинна створити умови для можливого мінімального зміни колії і кутів установки шкворнів і керованих коліс; відповідність кінематики переміщення коліс кінематиці рульового приводу, що виключає коливання керованих коліс навколо шворнів;
- підвіска повинна забезпечувати оптимальну величину затуханий коливань кузова і коліс, а також надійну передачу від коліс кузову або рамі поздовжніх і поперечних зусиль і їх моментів. Сучасні автомобільні підвіски стають складними конструкціями, що поєднують механічні, гідравлічні і пневматичні елементи, часто мають електронні системи управління, що дозволяє досягти високих параметрів комфортності, в поєднанні зі стійкістю, керованістю і безпекою. Разом з тим, число випущених і експлуатованих автомобілів з пружним елементом в підвісці, виконаним у вигляді циліндричної пружини і регулятором гальмівних сил в гальмівній системі досить велике. У Росії - це в основному автомобілі вітчизняного виробництва сімейства ВАЗ, частка яких становить 41,6% від усього парку легкових автомобілів.

На рисунку 2.1 наведено класифікацію підвісок автомобільного транспорту. Багато типів підвісок не мають застосування на передньопривідних автомобілях, тому далі розглядатися не будуть.

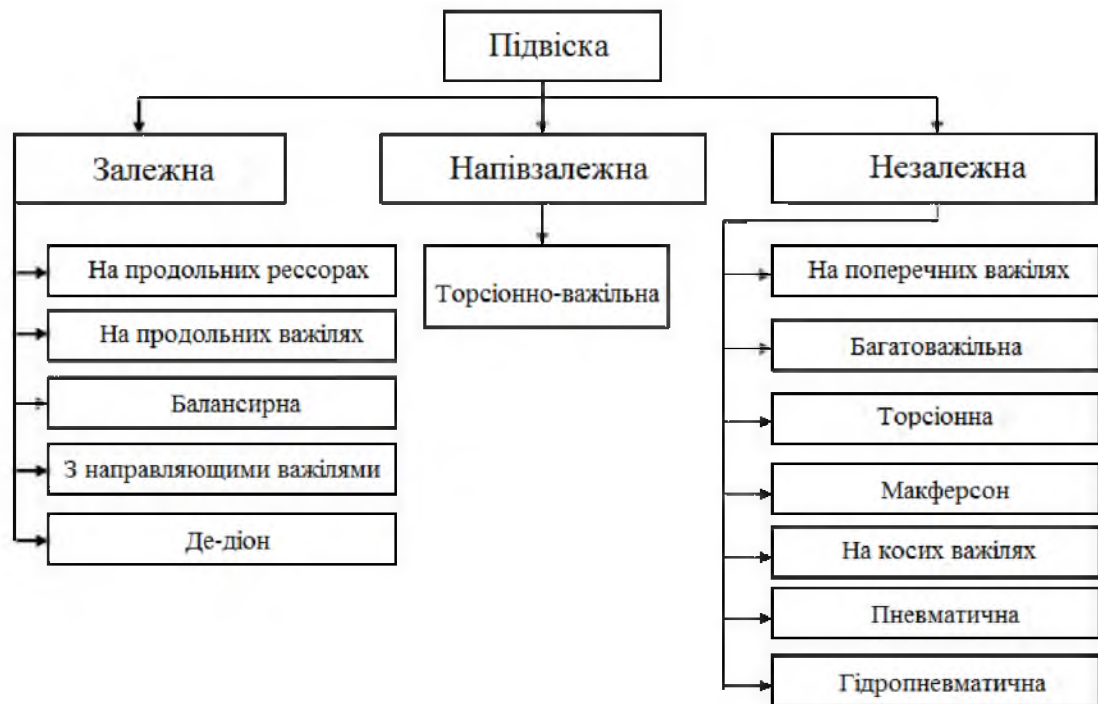


Рисунок 2.1 - Класифікація підвісок автомобільного транспорту

Підвіска автомобіля призначена:

- для зниження інтенсивності вібрацій та динамічних навантажень, що діють на пасажирів, вантаж, що перевозиться і елементи конструкції автомобіля при його русі;
- для здійснення передачі сил і моментів, що виникають від зовнішніх впливів, як на колеса, так і на несучу систему;
- для демпфірування вертикальних коливань коліс і вертикальних і кутових коливань несучої системи.

Таким чином, підвіска повинна забезпечувати надійний контакт коліс з дорогою, необхідний комфорт пасажирам і збереження вантажів, а також знижувати ймовірність виникнення відмов і несправностей складових частин автомобіля. Від конструкції (кінематичної схеми) підвіски в значній мірі залежить поведінка автомобіля на дорозі, можливість руху з високою швидкістю і безпеку при здійсненні маневрів.

Підвіска повинна забезпечувати:

- раціональну компоновочную схему власних пристроїв та елементів;
- надійний контакт коліс з дорогою
- задовільну плавність ходу;
- необхідну стійкість і керованість автомобіля;
- правильну кінематику керованих коліс при їх вертикальних переміщеннях (мінімальна зміна колії і кутів установки коліс, відповідність кінематики коліс кінематиці рульового приводу, що виключає коливання керованих коліс навколо осі повороту);
- надійність (довговічність, безвідмовність і ремонтпридатність) власних пристроїв та елементів і безшумність їх роботи. Підвіска повинна мати сприятливу характеристику пружності власних пристроїв та елементів і їх малу масу (особливо масу безпружинних частин).

При необхідності, до підвіски можуть бути пред'явлені і додаткові вимоги:

- забезпечення регулювання положення кузова (платформи) автомобіля і дорожнього просвіту;
- можливість зміни характеристики пружності з метою поліпшення експлуатаційних властивостей автомобіля.

2.1.1 Підвіска на подвійних поперечних важелях

Двохважелі підвіски з 60-х років XX століття є найбільш поширеним типом передніх підвісок легкових автомобілів класичної компоновки. Їх перевагами є [14]:

- мала безпружинна маса;
- щодо невеликий простір для розміщення підвіски, в зв'язку з чим, досить велике підкапотний простір між короткими верхніми важелями для поздовжнього розміщення рядних і V-образних, а іноді і поперечно розташованих двигунів;
- можливість при проектуванні шляхом вибору певної геометрії і відносного розташування важелів задавати основні установчі параметри

підвіски - зміна кутів розвалу коліс і колії при ходах стиснення і відбою, висоту поздовжнього і поперечного центрів крену і інші;

- можливість протидії зміні розвалу, зумовленого боковим креном кузова, при більш коротких верхніх важелях підвіски, що пов'язано з нахилом

- колеса при ході стиснення в бік негативного розвалу, а при ході відбою - в сторону позитивного;

- можливість коригування керованості і стійкості автомобіля.

Крім того, підвіска нерідко монтується на кріпиться до кузова або рами поперечині (балці), і в цьому випадку представляє собою окремий агрегат в зборі, який може бути цілком встановлений на автомобіль або демонтований для ремонту або заміни, що знижує трудомісткість конвеєрного складання автомобіля і заміни підвіски.

Важелі підвіски штамповані або ковани вильчатого форми, що в сукупності з рознесенням шарнірів кріплення важелів до кузова (рами) по ширині дозволяє однаково добре передавати як бічні, так і поздовжні сили.

Збільшення ж відстані між важелями по висоті дозволяє знизити сили, що діють в важелях і їх опорах, і податливість деталей підвіски, тобто зменшити навантаження на кузов, ускладнюючи, правда, компоновку моторного відсіку.

Недоліком підвіски цього типу є складність компонування поперечно розташованих силових агрегатів передньопривідних автомобілів через досить великого займаного важелями підвіски простору, а також велика кількість деталей в складі підвіски.

Підвіска на двох (подвійних) поперечних важелях однакової довжини рисунок 2.2 (а) повністю виключає зміну нахилу площини обертання коліс ($\lambda = 0$), однак зміна колії Δl при цьому досягає великої величини, що веде до зносу шин і погіршення бічної стійкості автомобіля.

Підвіска на двох поперечних важелях різної довжини (рисунок 1.2, б) дозволяє при максимальному підйомі колеса обмежувати кут λ невеликою

величиною ($\sim 5 \dots 60$), при якій виникає гіроскопічний момент гаситься моментом сил тертя в системі. Одночасно зміна колії Δl має компенсуватися пружністю шини і не викликати її прослизання по опорній поверхні. зміна колії Δl повинне бути не більше $4 \dots 5$ мм, а відношення $r_1 / r_2 = 0,55 \dots 0,65$, що при ході стиснення підвіски забезпечує вигідне з точки зору кінематики зміна розвалу коліс в сторону негативного.

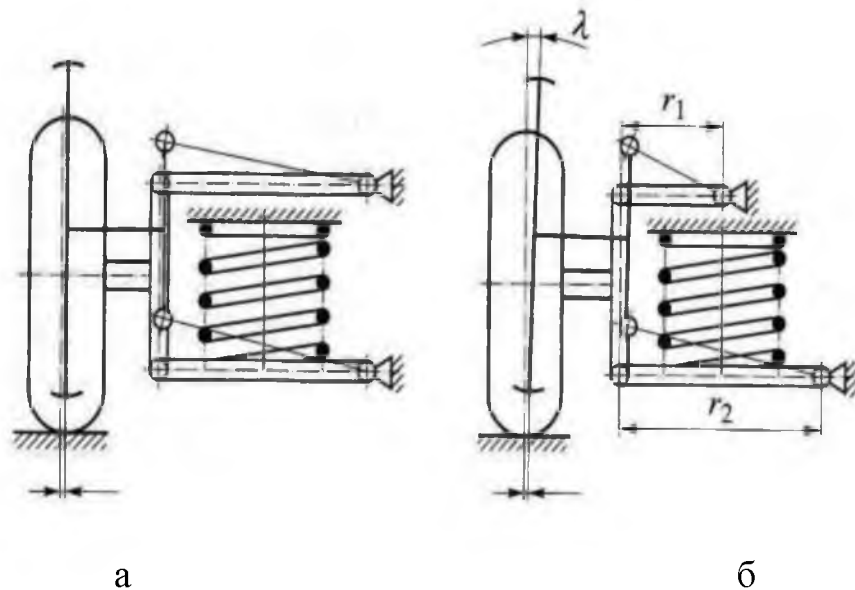


Рисунок 2.2 - Схеми двохвасельних підвісок з важелями однакової (а) і різною (б) довжиною

У цій підвісці з кожного боку автомобіля розташовані по два поперечних важеля, внутрішні кінці яких рухомо з'єднані з кузовом або поперечиною (або балкою), а зовнішні - з поворотною (в передній підвісці) або неповоротною (в задній підвісці) стійкою цапфи колеса. Важелі можуть встановлюватися паралельно або під певним кутом один щодо одного в подовжній і поперечній площинах.

Вважається, що з точки зору кінематики та керованості підвіски на подвійних поперечних важелях мають найбільш досконалий тип направляючого пристрою. Це обумовлює дуже широке їх поширення на спортивних і гоночних автомобілях, а також на автомобілях представницького класу. Зокрема, всі сучасні автомобілі «Формули-1» мають саме таку підвіску

як спереду, так і ззаду поворотних коліс, її конструкція повинна забезпечувати їх поворот на необхідні кути. Для цього, або самі стійки, що з'єднують важелі, виконують поворотними на спеціальних кульових шарнірах з двома ступенями свободи (кульових опорах), або стійки виконуються неповоротними і гойдаються на звичайних циліндричних шарнірах з одним ступенем свободи (наприклад, різьбових втулках), а поворот коліс здійснюється навколо обертаються в підшипниках шкворнів, що є осями повороту коліс.

В даний час шкворни застосовуються, як правило, в підвісках автобусів і вантажних автомобілів, а допускають істотно менші навантаження, але не потребують змащення кульові шарніри - в підвісках легкових автомобілів.

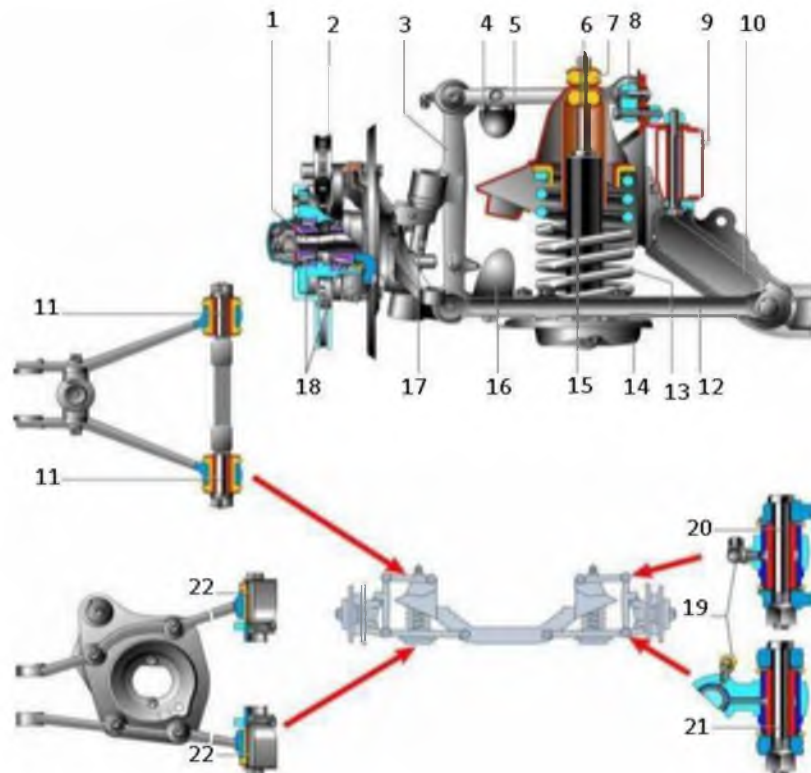
Передня шкворнева підвіска (рисунок 2.3) змонтована на сталевій кованій балці 10, що забезпечує високу жорсткість підвіски. Балка кріпиться болтами до лонжеронів 9 кузова. У балку запресована порожниста вісь, до якої з кожної сторони болтами через резинометалличні шарніри 22 приєднані внутрішні кінці нижнього важеля 12.

До верхньої частини балки болтами прикріплюється вісь 8 верхнього важеля, до якої з кожної сторони болтами через резинометалличні шарніри 11 приєднані внутрішні кінці верхнього важеля 5. Між віссю і балкою встановлені регульовальні прокладки для коригування кутів поздовжнього нахилу шворня і розвалу колеса.

Кожен нижній і верхній важелі в зборі складаються з двох сталевих кованих важелів, з'єднаних між собою чашкою 14 пружини 13 і опорою гумового буфера відбою 4, відповідно.

До зовнішніх кінців верхнього 5 і нижнього 12 важелів приєднана шарнірно на різьбових втулках за допомогою пальців 20 і 21 з гайками сталева кована стійка 3 підвіски. У кожному шарнірі зовнішня різьбова втулка (показана фіолетовим кольором) запресована в головку стійки, а внутрішня довша різьбова втулка (показана червоним кольором), що є распорной, щільно затиснута між вушками важелів стяжним болтом з гайкою, що має конусну опорну поверхню. Мاستило подається до шарнірів через прес-маслянки 19,

загорнуті в головки стійок. Через нижню прес-маслянку змащується також голчастий підшипник шворня.



1 - цапфа поворотного кулака; 2 - гальмівний диск; 3 - стійка; 4 - буфер відбою; 5 - верхній важіль; 6 - шток амортизатора; 7 - подушки верхнього кріплення амортизатора; 8 - вісь верхнього важеля; 9 - лонжерон; 10 - балка; 11 - резинометаллические шарніри верхнього важеля; 12 - нижній важіль; 13 - пружина; 14 - чашка пружини; 15 - амортизатор; 16 - буфер стиснення; 17 - шворнінь; 18 - роликові підшипники маточини колеса; 19 - прес-маслянки; 20 і 21 - різьбові втулки стійки; 22 - резинометаллические шарніри нижнього важеля

Рисунок 2.3 - Схема передньої шкворневої підвіски

Підвіска, яка наведено на рисунку 2.3 в даний час є найпоширенішим типом підвіски, який застосовується на задній осі легкового автомобіля. Вона є подальшим розвитком підвіски на подвійних поперечних важелях. Якщо кожен з поперечних важелів розділити на дві частини (два окремих важеля) вийти найпростіша підвіска.

2.1.2 Багатоважільна підвіска

Підвіска встановлюється як на передньопривідні, так і на задньопривідні автомобілі. На передній же осі даний тип підвіски встановлюється значно рідше. Основними перевагами багатоважільної підвіски, зумовленими її конструкцією, є:

- мала безпружинна маса;
- високий рівень плавності ходу;
- низький рівень шуму, тому що всі елементи підвіски кріпляться до підрамника через потужні резинометаллические шарніри;
- краща керованість і стійкість;
- зручність для використання в підвісках автомобілів типу 4x4;
- можливість незалежної поздовжньої і поперечної регулювання положення колеса.

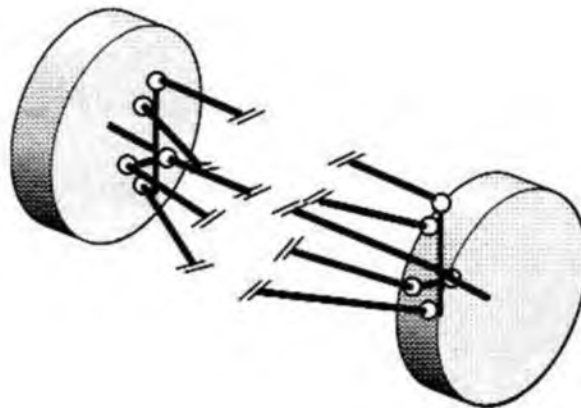


Рисунок 2.4 - Схема багатоважільної підвіски

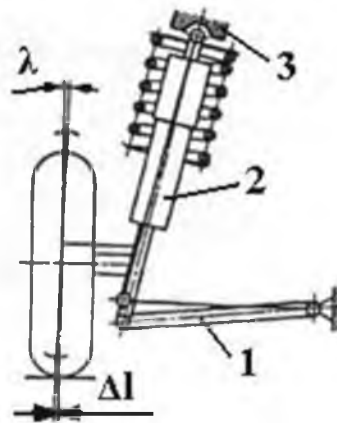
Кінематика задньої підвіски забезпечує краще зчеплення шин з дорогою при різних навантаженнях і, володіючи здатністю «підрулювати», перешкоджає заносу задньої осі. Разом з тим, підвіска досить дорога і складна у виробництві, при установці і обслуговуванні.

2.1.3 Незалежна підвіска типу Макферсон

Підвіска названа по імені інженера фірми «Ford» Ерла Стиллі МакФерсона (Earle Steele MacPherson), вперше застосував її на серійному автомобілі моделі Ford Vedette 1948 року.

Переваги і недоліки

Підвіска Макферсон є найпоширенішим типом незалежної підвіски, який застосовується на передньопривідних легкових автомобілях. За своєю конструкцією ця підвіска (рисунок 2.5) є розвитком підвіски на подвійних поперечних важелях, в якій замість верхнього важеля встановлена амортизаторна стійка, що поєднує функції направляючого, пружного, демпфуючого і поворотного пристроїв.



1 - нижній важіль; 2 - амортизаторна стійка; 3 - верхня опора стійки

Рисунок 2.5 - Схема підвіски Макферсон

Перевагами підвіски Макферсон є:

- компактність конструкції і, як наслідок, вивільнення додаткового обсягу в підкапотному просторі, що дозволяє поперечно розташувати двигун і коробку передач автомобіля або збільшити обсяг його багажника;

- простота конструкції (внаслідок меншої кількості деталей і шарнірів кріплення), тому що стійка підвіски об'єднана з амортизатором, а пружний елемент - пружина, пневмоелементи, пневмогідроелемент встановлюється на стійці;

- можливість здійснення великих ходів підвіски, перешкоджають ударам в буфери відбою і стиснення,
- менша маса безпружинних частин у порівнянні з підвісками інших типів;
- велика відстань по висоті між опорними вузлами, що зменшує сили, що виникають в місцях кріплення до кузова.

Разом з тим, особливості конструкції підвіски (шарнірне кріплення амортизаторної стійки, великі ходи) сприяють змінам кутів розвалу коліс і тим більшим, чим більше хід підвіски. Тобто підвіска має дещо гірші параметри кінематики у порівнянні з підвісками на подвійних поперечних або поздовжніх важелях. При її використанні тільки в обмеженому діапазоні прогинів відбувається незначна зміна колії і кутів розвалу коліс (нахилу площини обертання λ), що дозволяє тільки при цих прогинах отримати мале зношування шин і задану стійкість руху автомобіля.

Крім того, на недоліків підвіски слід віднести:

- обмежені можливості варіювання кінематикою підвіски;
- передача виникають зусиль на порівняно слабкий брызговики крила, що вимагає його посилення. Наслідком передачі зусиль на кузов (особливо при постійній експлуатації автомобіля по нерівних дорогах) є руйнування точок кріплення стійок на брызговики з утворенням на ньому втомних тріщин;
- менша компенсація подовжнього крену («клювка») при гальмуванні, в порівнянні з підвіскою на подвійних поперечних важелях;
- дещо більша гучність в порівнянні з двохважелем підвіскою
- тертя між штоком і його направляючої, яке погіршується роботу підвіски й приводить до зношування сполучення.



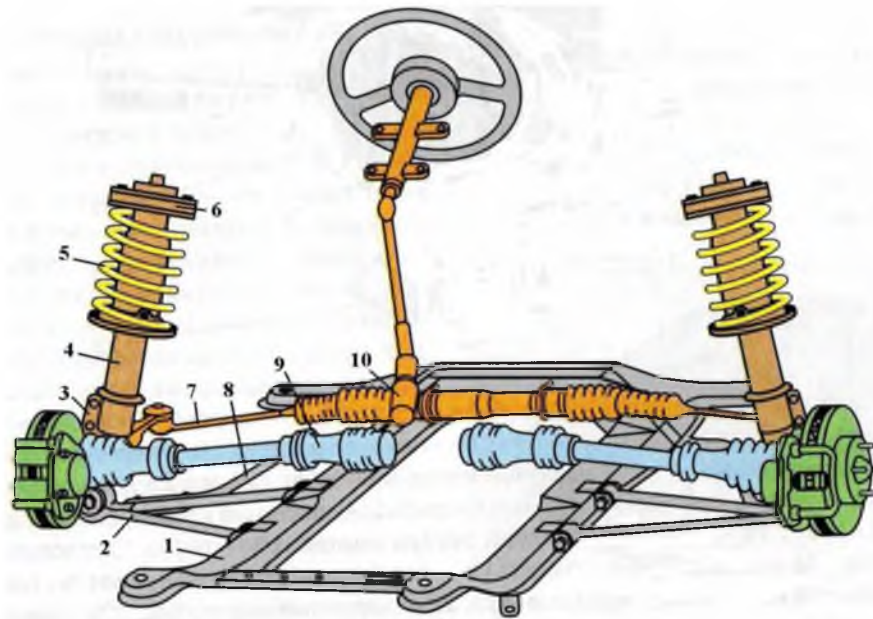
Рисунок 2.6 - Передня гідропневматичне підвіска автомобіля Citroen C5, інтегрована з підвіскою Макферсон

Через властивих підвісці Макферсон недоліків вона практично ніколи не використовується на гоночних і спортивних автомобілях - перевага у вартості не компенсує погіршення кінематики, критичне для таких автомобілів; на легкових автомобілях великого і представницького класів; на легких вантажних автомобілях із незалежною підвіскою, через великі навантажень в зоні кріплення стійки до брызговики.

Особливості конструкції

Підвіска Макферсон (рис. 2.7) складається з наступних складових частин: підрамника 1; поперечних важелів 2; поворотних кулаків 3; амортизаторних стійок 4; стабілізатора поперечної стійкості 8.

Підрамник 1 є несучим елементом підвіски. Він кріпиться до кузова автомобіля за допомогою гумово опор - сайлентблоков. Застосування гумово елементів в конструкції підвіски дозволяє зменшити вібрації і знизити шум. До підрамника кріпляться опори поперечних важелів 2, стабілізатор поперечної стійкості 8 і рульовий механізм 10.



1 - підрамник; 2 - поперечний важіль; 3 - поворотний кулак (клемове з'єднання з амортизаторною стійкою); 4 - амортизаторна стійка; 5 - пружина; 6 - верхня опора; 7 - рульова тяга; 8 - стабілізатор поперечної стійкості; 9 - привід колеса; 10 - рульовий механізм

Рисунок 2.7 - Схема підвіски Макферсон

На підрамник з двох сторін встановлюються ковані поперечні важелі.

Кожен поперечний важіль з'єднується з підрамником в двох місцях за допомогою гумових втулок. Подвійне кріплення важеля забезпечує необхідну жорсткість в поздовжньому напрямку. Іншими кінцями поперечні важелі через сферичні шарніри (кульові опори) з'єднані з поворотними кулаками.

Поворотні кулаки забезпечують поворот коліс за рахунок шарнірних з'єднань з керманичами тягами 7. У верхній частині поворотні кулаки з'єднані з амортизаторними стійками за допомогою клеммових з'єднань 3. У нижній частині кулаки з'єднані з поперечними важелями. У поворотному кулаці розміщені маточина колеса і ступичний підшипник.

Амортизаторна стійка 10 (рис. 2.8) об'єднує пружний елемент (пружину 4 або пневмoelementи) і телескопічний амортизатор. Пружина встановлена не співвісно стійці, а нахилена в сторону колеса для того, щоб зменшити поперечні навантаження на штоку, його направляючої і поршні амортизатора, що

виникають під впливом вертикальної сили на колесі, а також з метою отримання негативного плеча обкатки.

Для зміни лінійної характеристики пружності пружини встановлений буфер стиснення 5. У нижній частині стелі сполучений з поворотним кулаком 12. Верхнім ексцентриковим болтом 11 кріпиться з'єднання здійснюється регулювання кута розвалу колеса, а через нижній болт проходить вісь повороту колеса. У верхній частині вона кріпиться до брызговики крила за допомогою верхньої опори, яка представляє собою радіально-наполегливий кульковий підшипник 6, встановлений в податливому гумовому блоці 7.



1 - сферичний шарнір; 2 - маточина; 3 - поворотний важіль; 4 - пружина підвіски; 5 - буфер стиснення; 6 - радіально-наполегливий кульковий підшипник верхньої опори; 7 - верхня опора (гумовий блок); 8 - шток; 9 - опора буфера стиску; 10 – амортизаторная телескопічна стійка; 11 - кріплення (ексцентриковий болт); 12 - поворотний кулак; 13 - нижній важіль

Рисунок 2.8 - Конструкція підвіски Макферсон (фрагмент)

Крім того, стійка має можливість погойдуватися за рахунок деформації гумового блоку. У зв'язку з цим підвіску Макферсон називають підвіскою типу «Коливається свічка».

Стабілізатор поперечної стійкості забезпечує зниження бічних кренів автомобіля при русі на поворотах. Це працює на кручення торсіон.

Стабілізатор в поперечному напрямку кріпиться до підрамника за допомогою двох опор через гумові подушки, а в поздовжньому напрямку - або до нижніх важелів, або до амортизаторні стійок. Кінці стабілізатора можуть бути з'єднані з нижніми важелями або амортизаторними стійками за допомогою сполучних штанг (стійок) з шарнірними наконечниками.

2.2 Характеристики підвіски

2.2.1 Пружна характеристика

Якість підвіски визначається її пружною характеристикою, що є залежність вертикальної навантаження на колесо G (Н) від прогину підвіски f (мм), що вимірюється безпосередньо над віссю колеса, рисунок 2.9 [15]. Так як через вплив тертя і інших чинників ця залежність носить різний характер при ходах стиску (крива навантаження) і відбою (крива розвантаження), за пружну характеристику підвіски умовно приймають середню лінію між цими кривими.

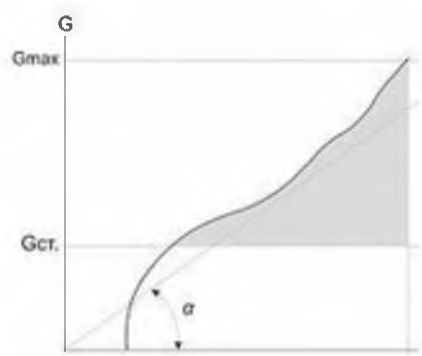


Рисунок 2.9 - Графік пружної характеристики підвіски

Також пружні властивості підвіски характеризують статичний прогин, динамічний хід, жорсткість підвіски, енергоємність і ряд інших параметрів.

Статичний прогин підвіски, або її статичний хід, - прогин підвіски під впливом статичної навантаження (ваги автомобіля), визначається як взяте по вертикалі відстань між положеннями осі колеса, відповідними відсутності навантаження (вивішені колеса) і повної статичному навантаженні (зазвичай за неї приймається вага автомобіля з найбільш типовою експлуатаційної завантаженням, також див. нижче). Як правило, за величиною статичний прогин приблизно дорівнює динамічному ходу або трохи менше його. Для повнопривідних автомобілів підвищеної прохідності зазвичай становить 85 ... 100 мм. При навантаженні, що відповідає статичному прогину підвіски, як правило її важелі опиняються в горизонтальному положенні, а ресори - повністю розпрямляються, що задає правильну кінематику підвіски при подальшій роботі.

Динамічний хід підвіски - прогин підвіски під впливом сил реакції дороги, що виникають при русі по ній, аж до повного стиснення обмежувача ходу підвіски; узяті по вертикалі відстань між положеннями осі колеса, відповідними повної статичному навантаженні і повного прогину обмежувача ходу стискання підвіски (гумового буфера). Для хороших доріг динамічний хід підвіски може становити і 30 ... 40 мм, для доріг середньої якості ж вважається необхідним мати як мінімум 70-80 мм, для автомобілів підвищеної прохідності - понад 100 мм. Максимум ходу підвіски обмежений пір, поки буде зміна її параметрів встановлення (розвалу і сходження коліс) стає неприйнятно великим, а також можливостями її гумових елементів, що працюють на скручування. При повному ході стиснення витки пружини не повинні входити в контакт один з одним, а шток амортизатора - зберігати певний залишковий хід.

Разом статичний і динамічний ходи підвіски складають повний хід підвіски. Наприклад, у «Волги» ГАЗ-21 статичний прогин передньої підвіски становив 87 мм, динамічний хід - 101 мм, повний - 188 мм; така підвіска була вельми комфортабельна на дорогах будь-якої якості.

Ходи підвіски безпосередньо пов'язані з величиною статичного навантаження автомобіля, при цьому конструкторам доводиться враховувати умови його експлуатації. Так, в Європі зазвичай за статичну беруть величину прогину підвіски при посадці в салон водія і двох пасажирів, при такому навантаженні спроектований таким чином автомобіль має найкращу плавність ходу. Радянські автомобілі («Москвич», «Волга») проектувалися зазвичай в розрахунку на навантаження, близьку до повної - наприклад, для автомобіля «Москвич-2140» за статичне навантаження приймалися по 150 кг, або по дві людини, на передньому і задньому сидіннях і 40 кг в багажнику. В результаті ходи задньої підвіски виходили більше, вантажопідйомність - вище (автомобіль менше «просідав» при завантаженні), а плавність ходу при невеликому завантаженні - при інших рівних трохи нижче (наприклад, різниця в плавності ходу між «Москвичем» і «Жигулями» на користь останнього автомобіля має свою причину саме в такій настройці підвіски, а не у використанні листових ресор на «Москвичі» - в загальному випадку будь-якого типу пружного елемента підвіски може бути надана необхідна жорсткість; при повній же навантаженні у «Москвича» підвищує я комфортабельність, а у «Жигулів» - задня підвіска практично «лягає на обмежувачі»).

2.2.2 Жорсткість підвіски

Жорсткість підвіски (жорсткість ходу підвіски) - береться як тангенс кута α нахилу дотичній до середньої лінії пружною характеристики підвіски, або, в спрощеному вигляді, тангенс кута нахилу пружною характеристики щодо осі абсцис, одиниця виміру - Н / мм.

Варто зазначити, що жорсткість (ходу) підвіски не слід плутати з жорсткістю використаного в ній пружного елемента (в даному розділі теорії автомобіля пружний елемент прийнято називати «ресорою», незалежно від конкретного типу). Для використання в розрахунках жорсткість ресори приводиться до жорсткості на колесі за допомогою спеціального розрахунку,

методика якого залежить від типу направляючого апарату підвіски. Так, в пружинної підвісці з поперечними важелями жорсткість на колесі визначається через співвідношення між повною довжиною важеля і відстанню між віссю гойдання важеля і точкою, в якій до нього докладено зусилля з боку пружини, а також нахил пружини (в підвісці «Макферсон» - тільки нахил пружини).

2.2.3 Енергоємність підвіски

Енергоємність (динамічна ємність) підвіски характеризується її коефіцієнтом динамічності, що дорівнює відношенню вертикального навантаження на колесо при повному динамічному прогині підвіски $G_{\max}$ до навантаження на колесо при її статичному прогині $G_{\text{ст}}$.. У автомобілів загального призначення він зазвичай дорівнює 2,5 ... 3, у позашляховиків - 3 ... 4 і вище. Чисельно енергоємність визначається графічним способом, як площа фігури під графіком пружною характеристики підвіски на ділянці між відкладеними на осі ординат навантаженням на колесо при повному динамічному прогині підвіски і навантаженням на колесо при її статичному прогині (на графіку позначено сірим).

Енергоємність характеризує здатність підвіски накопичувати потенційну енергію під час ходу стиснення, що дозволяє виключити руйнує автомобіль роботу підвіски «на пробій» при їзді по нерівній дорозі. Збільшена ця здатність може бути або збільшенням ходів підвіски (можливість чого обмежена компонованням автомобіля), або підвищенням її жорсткості (що обмежена вимогами забезпечення комфортабельності і плавності ходу). На практиці найкращим компромісом є використання в підвісці пружних елементів прогресивної жорсткості, які надають їй нелінійну пружну характеристику - наприклад, багатолистових ресор, спеціальних пружин зі змінним кроком навивки, змінним діаметром навивки (конічних, бочкоподібних) або змінним діаметром прутка, а також

використаних поряд з основними додаткових пружин або гумових пружних елементів, що грають також роль буферів стиску.

2.2.4 Плавність ходу

Плавність ходу характеризує здатність підвіски ізолювати пасажирський салон автомобіля від виникаючих при його русі зусиль і поштовхів, забезпечувати рівень вертикального переміщення і вібрації в салоні, відповідний найбільшою комфортабельності їзди і найменшою стомлюваності водія.

Проїжджаючи нерівності дорожнього покриття автомобіль з точки зору механіки являє собою коливальну систему, складові частини якої - колеса, елементи підвіски і кузов - роблять коливання з певною частотою, тому в практиці автомобілебудування для характеристики плавності ходу зазвичай використовується частота власних коливань кузова. Також зручно оцінювати її за величиною статичного прогину пружного елемента підвіски під дією навантаження, безпосередньо визначає характеристику підвіски з точки зору комфортності: чим більше статичний прогин пружного елемента - тим менше частота власних коливань. Величина статичного прогину, в свою чергу, визначається жорсткістю ходу підвіски і величиною її робочого ходу (див. вище в пункті 2.3.1).

Частоту власних коливань поділяють на високу і низьку. Низькочастотні власні коливання - коливання кузова на пружних елементах підвіски, вони повинні знаходитися в межах орієнтовно 60 ... 120 кол / хв, що приблизно відповідає частоті коливань при ходьбі людини (зазвичай близько 80 кол / хв); більш низька частота призводить до «морської хвороби», більш висока - до дискомфорту. Високочастотні власні коливання - коливання осей між пружними елементами і шинами, які зазвичай перебувають в межах 500 ... 700 кол / хв. Завдання підвіски - «фільтрувати» високочастотні коливання безпружинних мас, не допускаючи перевищення вищевказаних значень низькочастотних коливань кузова.

Вкрай важливо співвідношення між жорсткістю ходу передньої і задньої підвісок: чим більше жорстким буде хід задньої підвіски відносно передньої, тим далі вперед зсувається точка мінімальної амплітуди коливань кузова, що відповідає зоні найбільшої комфортабельності. Дана величина безпосередньо пов'язана з таким параметром автомобіля, як розподіл маси по осях. Якщо маса автомобіля розподілена по осях приблизно рівномірно, як, наприклад, у більшості автомобілів «класичної» компоновки - то і жорсткість ходу передньої і задньої підвісок повинна бути приблизно рівною. Якщо на задню вісь припадає велике навантаження, ніж на передню, як у багатьох задньомоторних автомобілів - задня підвіска для збереження прийняттого комфорту повинна бути м'якше передній приблизно в стільки ж разів, у скільки навантаження на задню вісь перевищує навантаження на передню; при більшому навантаженні на передню вісь, як у багатьох передньопривідних автомобілів - навпаки, передня підвіска повинна мати меншу жорсткість ходу, ніж задня. Те ж стосується і статичного прогину підвіски - для забезпечення плавності ходу бажано, щоб співвідношення статичних прогинів задньої і передньої підвісок приблизно відповідало розподілу ваги автомобіля по осях при найбільш типовою експлуатаційної завантаженні.

Найбільш простими способами забезпечення високої плавності ходу є застосування м'якої, длінноходной підвіски і всебічне зменшення безпружинних мас (див. Нижче). Думка, що свідчить, що більш м'яка підвіска приводить до погіршення керованості, в цілому не відповідає дійсності - при правильному підборі кінематики і настановних параметрів підвіски, а також хорошою амортизацією, автомобіль цілком може поєднувати хорошу керованість і м'яку, комфортну підвіску - хоча це часто і вимагає застосування дорогих технічних рішень і хорошою опрацювання конструкції шасі (використання підвісок, які забезпечують мінімальні зміни настановних параметрів навіть при великих ходах, кому ексація поздовжнього і поперечного крену за рахунок особливостей конструкції підвіски).

Більш того - м'які пружні елементи і великі ходи підвіски сприяють кращому зчепленню шин з дорогою, а також значно зменшують сили, що передаються на кузов у вигляді удару, що підвищує довговічність останнього. Жорсткість підвіски повинна відповідати масі і іншим параметрам автомобіля, і занадто велике її значення лише погіршує його стійкість і керованість, так як знижується зчеплення коліс з дорогою, що є головною передумовою і стійкості, і керованості.

Так, за даними Й. Раймпель, м'яка підвіска з жорсткістю пружного елемента близько 10 Н / мм в порівнянні з жорсткою «спортивної» підвіскою з твердістю пружного елемента близько 20 Н / мм забезпечує істотно краще зчеплення шин з дорогою при проїзді нерівностей покриття. Судити про це дозволяє величина залишкової сили, що впливає на колесо в момент торкання їм дна вибоїни і в цей момент забезпечує його зчеплення з дорогою - а вона в наведеному Раймпель прикладі для м'якої підвіски виявляється при інших рівних більш, ніж в 1,5 рази вище, ніж для жорсткої. Більш високе значення залишкової сили означає краще зчеплення з дорогою.

Іншими словами, колесо з м'якою підвіскою краще слід профілем дорожнього покриття, більше часу перебуває в контакті з ним, а отже - і пропонує кращі зчепленням, в той час, як колесо з жорсткою підвіскою має нестабільний і в цілому істотно гірший контакт з дорогою, втрачаючи зчеплення на найменшій нерівності. З огляду на, що покриття навіть на хорошій асфальтованій дорозі ніколи не буває ідеально рівним, це значно позначається на стійкості і керованості дорожнього автомобіля: при проїзді нерівностей водій втрачає почуття контролю над автомобілем, виникає загроза втрати зчеплення і керованості (в автоспорті це називається «підкинули»). Крім того, сила, що передається на кузов у вигляді удару при проїзді виступу дорожнього покриття (наприклад, «дорожнього поліцейського»), у м'якої підвіски в наведеному там же прикладі виявляється при інших рівних вдвічі менше, ніж у жорсткій (без урахування впливу демпфірування).

Жорстка підвіска, таким чином, придатна головним чином для чисто-спортивних автомобілів, що використовуються для заїздів по спеціально обладнаним ділянках траси. Обумовлене ж м'якістю підвіски велике значення крену в повороті не є, як це показано нижче по тексту, безпосередньою причиною погіршення стійкості або керованості (це відбувається лише при певній конструкції незалежної підвіски), і при необхідності порівняно легко компенсується за рахунок кінематики підвіски або введення стабілізаторів поперечної стійкості.

Найбільшою мірою і на керованість, і на комфортабельність автомобіля впливає жорсткість його підвіски при невеликих ходах, характерних для руху по рівному або має лише незначні нерівності покриття, так як великі нерівності зазвичай проїжджають на невисокій швидкості. Тому в більшості випадків конструктор сучасного дорожнього автомобіля намагається за рахунок використання пружних елементів зі змінною жорсткістю або декількох пружних елементів підібрати таку характеристику підвіски, яка забезпечує плавне наростання жорсткості при порівняно невеликих зусиллях і різкий нелінійний її зростання ближче до кінця робочого ходу. При цьому підвіска буде в звичайних умовах, коли її робочі ходи невеликі, сприйматися як м'яка і комфортабельна і їй досягти найкращого «тримання дороги» шинами за рахунок забезпечення їх стабільного контакту з покриттям, але при цьому - мати достатню енергоємністю, що виражається в здатності проїжджати через великі нерівності без «пробою». У поєднанні з хорошим демпфуванням така настройка кращої поведінки автомобіля на порівняно рівному покритті і зводить до мінімуму такі небажані явища, як «галопування» (поздовжнє розгойдування автомобіля при проїзді нерівностей).

2.2.5 Кінематика та еластокінематика підвіски

Кінематична характеристика підвіски визначає характер зміни положення колеса при її робочих ходах, включаючи як вертикальне переміщення, так і зміна параметрів встановлення - розвалу і сходження.

Еластокінематика підвіски - характер зміни положення коліс автомобіля щодо його кузова, що відбувається під дією поздовжніх і бічних сил і моментів і обумовленого застосуванням в підвісці еластичних елементів (сайлент-блоки, ресори і так далі).

2.2.6 Демпфуюча характеристика підвіски

Демпфуюча характеристика описує демпфирующие властивості підвіски - характер гасіння виникаючих в ній коливань, окремо при ході стиснення і відбою, обумовлений її конструкцією і застосованими амортизаторами. Як правило, описується графіком залежності швидкості прогину підвіски в м / с від прикладеної сили. Може бути лінійної або носити більш складний характер (багаторівневе демпфірування, прогресивна крива амортизації і демпфірування), що досягається як правило за рахунок використання амортизаторів з прогресивною характеристикою.

Висновки за розділом

Проведено аналіз різних типів підвісок, які у більший мірі застосовуються на передній осі легкових автомобілів.

Сформульовано висновок, щодо актуальності застосування підвісок типу Макферсон та проведено аналіз її характеристики.

З РОЗРАХУНОК НЕОБХІДНОЇ ЖОСТКОСТІ СТАБІЛІЗАТОРА ДЛЯ ОТРИМАНАЯ ЗМЕНШЕНИХ КУТІВ КРЕНУ ПІДРЕСОРЕНИХ МАС

У проведеному мною аналізі було виявлено, що недостатню увагу приділено впливу кута крену непідресорених мас на керованість та стійкість автомобілей з конструкцією підвіски типу макферсон. В джерелах лише згадується про негативний вплив крену у підвісках такого типу. Вихідні данні автомобіля ЗАЗ 1103 «Славута», яки використані для розрахунків наведено у таблиці 3.1 [17].

Таблиця 3.1 – Параметри автомобіля ЗАЗ 1103 «Славута»

Параметр	Значення
Снаряжена маса, кг	790
Підресорена Маса передньої осі, кг	444
Колія, мм	1560
Висота центру масс, м	0,7
Тип передньої підвіски	Макферсон
Кутова жорсткість підвіски [10], Н·м/рад	10696

Формування обґрунтування задума наукового дослідження

Для того щоб виявити вплив кута крену на керованість та стійкість руху у подальшому буде проведений експеримент. Сутність експерименту у підвищенні кутової жорсткості підвіски, а саме кутової жорсткості стабілізатора поперечної стійкості. Оскільки це пов'язано з погіршенням характеристик плавності ходу у яку входять поперечно-кутові переміщення

та поперечно кутові прискорення, необхідно виявити максимально можливу кутову жорсткість стабілізатора, яка не буде суперечити нормам плавності ходу.

Також планується виготовлення стенду для поведіння деяких експериментальних вимірювань:

- виявлення кінематичного руху точок у підвісці
- вимірювання жорсткості стабілізатора та характер зміни жорсткості від ходу підвіски
- виявлення залежності ходу підвіски та кута повороту колеса.

У зв'язку з цим проведемо розрахунок, який дозволить підібрати нам стабілізатор поперечної стійкості з необхідною поперечною жорсткістю.

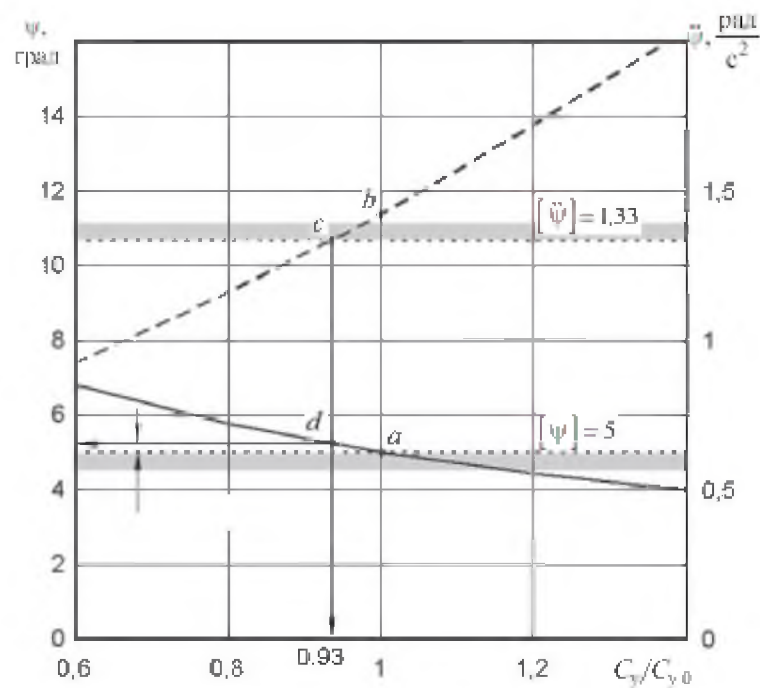


Рисунок 3.1- Вплив кутової жорсткості підвіски на поперечно-кутові переміщення підресорених мас (—) та їх поперечно-кутові прискорення (- - -)

Максимально допустиме значення поперечно-кутових прискорень буде дорівнювати $\ddot{\psi} = 1,33 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$, при якому поперечно-кутові прискорення рівні $\psi = 5$ град [16].

Розрахуємо декілька варіантів підвіски з різною кутовою жорсткістю, для отримання оптимального значення поперечно-кутового переміщення.

$$\psi = \frac{\mu h_k M_{\text{па}} g}{M_{\text{па}} g - C_{\text{кут}}}, \quad (3.1)$$

де μ - бокова сила, що дорівнює 0,4;

h_k - плечо крену, м;

$M_{\text{па}}$ - підресорена маса, яка приходить на передню вісь, кг;

$C_{\text{кут}}$ - кутова жорсткість підвіски, Н·м·рад⁻¹.

Для початку, у відповідності з виразом (3.1) розрахуємо вірогідний кут крену досліджуємого автомобіля, для того щоб дізнатись можливість підвищення кутової жорсткості без перевищення максимально дозованих поперечно-кутових прискорень.

$$\Psi = \frac{0,4 \cdot 0,7 \cdot 444 \cdot 9,8}{444 \cdot 9,8 - 10696} = 0,195 \text{ рад} = 11,17 \text{ град} \quad (3.2)$$

Згідно рисунку 3.1 видно, що є великий запас для підвищення кутової жорсткості підвіски. Це є підставою для того, щоб зробити розрахунки зі стабілізатором, який має кращі жорсткісні характеристики.

Розрахуємо вірогідний кут крену зі стабілізатором з кутовою жорсткістю $C = 5000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$

$$\Psi = \frac{0,4 \cdot 0,7 \cdot 444 \cdot 9,8}{444 \cdot 9,8 - (10696 + 5000)} = 0,1083 \text{ рад} = 6,2 \text{ град}$$

Зі стабілізатором з кутовою жорсткістю $C = 5000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$ ми отримуємо кращі показники поперечно-кутових переміщень, але за рисунком 3.1 поперечно-кутові прискорення ще не досягли максимально допустимих значень. Розрахуємо вірогідний кут крену зі стабілізатором збільшеної кутової жорсткості, припустимо що скорочення стабілізатора на 100мм дозволяє підняти жорсткість до $C = 7000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$:

$$\Psi = \frac{0,4 \cdot 0,7 \cdot 444 \cdot 9,8}{444 \cdot 9,8 - (10696 + 7000)} = 0,9198 \text{ рад} = 5,3 \text{ град}$$

Стабілізатор з кутовою жорсткістю $C = 7000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$ повністю задовольняє вимогам норм плавності ходу. Плавність ходу оцінюють по ОСТ 37.001.291-84 за значеннями середніх квадратичних віброприскорень на сидінні водія. Випробування проводяться для трьох типів доріг: 1) Цементобетонна динамометрична дорога з висотою нерівностей до 6 мм 2) брукова мощена дорога без вибоїн з висотою нерівностей до 1,1 см 3) брукова дорога з вибоїнами до 3 см. Відповідно віброприскорення на сидінні водія не повинно перевищувати 1 м / с, 1,5 м / с, 2,3 м / с [18]. Якщо у підвісці досліджуемого автомобіля застосувати такий стабілізатор, то ми отримаємо зменшення кута крену майже на 6 градусів при боковій силі $\mu = 0,4$.



Рисунок 3.2 – Залежність кута крену підресорених мас від жорсткості стабілізатора

Висновки за розділом

Обґрунтовано актуальність подальшого дослідження.

Проведено розрахунок стабілізатора поперечної стійкості, якій задовольняє потреби необхідної кутової жорсткості.

Визначено необхідність розробки методики проведення експериментальних досліджень з урахуванням моделювання зміни активної частини стабілізатора.

Приведено припущення, щодо збільшення кутової жорсткості стабілізатора можливо за рухунок скорочення його активної частини на 100 мм.

4 ОБГРУНТУВАННЯ СКЛАДОВИХ МЕТОДИКИ ДИСЛІДЖЕННЯ ПОВЕДІНКИ КІНЕМАТИЧНИХ ЛАНОК ПІДВІСКИ

4.1 Необхідність встановлення залежності кутів коліс від ходів підвіски

Виходячи з аналізу досліджень можна зробити обосновані висновки та стверджувати, що значиний кут крену кузова, який викликає протилежні ходи підвіски типу макферсон, погіршує керованість та стійкість руху автомобілів. За рахунок того, що рух кінематичних ланок підвіски при її ході, викликає зміну кутів розвалу та сходження. Зміна кутів розвалу в свою чергу, приводить до корегування балансу керованості автомобіля, в бік недостатньої, яка погіршує стійкість руху автомобіля. Також вплив має і зміна кутів сходження, які можуть погіршувати керованість у лінійній залежності від ходів підвіски.

З цього витікає необхідність оцінити в числовому вираженні ці залежності, для чого планується розробка фізичної моделі з використанням деякого обладнання для фіксації зміни кутів.

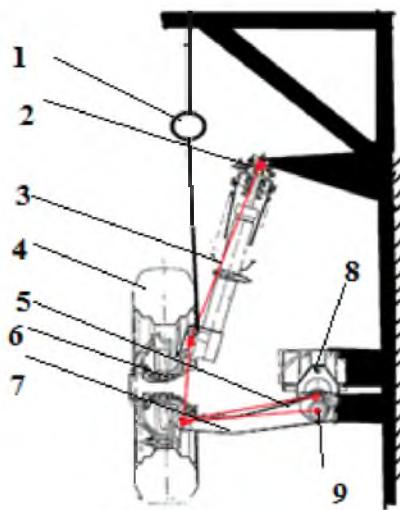
4.2 Необхідність врахування геометричного параметру стабілізатора

Оскільки буде створена фізична модель підвіски, то можна її використати для зняття характеристик стабілізатора поперечної стійкості, оскільки він має прямий вплив на зменшення кута крену підресореної маси. Також оцінити, як геометричний параметр стабілізатора може повливати на його характеристики, що надасть повноту картини про можливості покращення кутової жорсткості.

Дослідження цих параметрів дозволить краще зрозуміти сутність роботи стабілізатора та вплив еластичних з'єднань на його роботу.

5 РОЗРОБКА МЕТОДИЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДЛЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

Найточніший спосіб визначення кінематики підвіски, є зняття показників з експериментального зразка автомобіля або фізичної моделі, тому що це дозволяє враховувати вплив рухливих сполучень, які мають ступені свободи. Так само, з огляду на той факт, що зміна кутів нахилу коліс обчислюється в кількох градусах, то теоретичні та графічні моделі не дозволяли б отримати результати з високою точністю. Фізична модель дозволить визначити з точністю кути нахилу і розвалу колеса при різних ходах підвіски, а так само дасть можливість оцінити вплив конструкції пружних елементів підвіски на її жорсткість.



1 – ваги; 2 – верхня опора стійки; 3 – амортизатор; 4 – колесо; 5 – реактивна тяга; 6 – маточина; 7 – важіль; 8 – кронштейн реактивної тяги; 9 – місце кріплення важіля

Рисунок 5.1 – Графічне зображення стенду для дослідження параметрів

5.1 Підходи до побудові фізичної моделі експериментальних досліджень

Розміри фізичної моделі знімалися з натурного зразка автомобіля, а також використовувалася література. Спочатку визначалися ключові точки і виміряні відстані і кути між ними. За основу рами взята профільна труба 40x40 мм до якої приварений кронштейн сайлентблока важеля. Також до цієї труби прикріплен кронштейн реактивної тяги. Далі у просторі знаходиться точка розміщення верхньої опори, відносно точок кріплення важеля та реактивної тяги. Виготовляється кронштейн за труби 20x20 мм, який обв'язує верхню опору, кронштейн кріпиться за допомогою труби 40x40 мм до основної конструкції, зберігаючи правильне положення верхньої опори.

На готову раму, імітуючу частину кузова автомобіля встановлюються елементи підвіски. Спочатку монтується важіль та реактивна штанга і кріпляться між собою разом з шаровою опорою. Далі поворотний кулак у сборі з амортизатором встановлюється на шарову опору, а шток амортизатора кріпиться до верхньої опори.

Останнім кроком у виготовленні основи стенда є монтаж кронштейнів для кріплення стенду до полу та стіни, а також зміцнення стенду для збільшення жорсткості за допомогою косинок.

В результаті отримано фізичну модель яка дозволяє провести експеримент по визначенню кутів розвалу і сходження і впливу конструкції стабілізатора на жорсткість підвіски. Отримані результати дозволять зробити висновок щодо впливу руху кінематичних ланок на керованість та стійкість руху, а також оцінити вплив конфігурації стабілізатора поперечної стійкості на його експлуатаційні властивості.

5.2 Методика проведення дослідів

5.2.1 Методика проведення експерименту по визначенню кутів розвалу і сходження коліс в залежності від ходу підвіски при прямолінійній русі

Пропонується визначати зміни кута розвалу колеса в залежності від ходу підвіски у такій послідовності.

1. Необхідно виставити нульову точку ходу підвіски, аналогічно навантаженому стану підвіски автомобіля. Фіксація ходу шляхом підставки під колесо бруска. Потім виставлення колеса, як при прямолінійному русі автомобіля, шляхом заміру відстані між елементами підвіски і колесом. Фіксація рульового наконечника в цьому положенні. Ці дії необхідні для правильного знаходження нільової точки координат.

2. До колеса кріпиться пристрій для визначення кутів розвалу і сходження з лазерною указкою і виставляється по площині колеса. За допомогою цього пристрою буде перенесено проекцію площини колеса на стенд.

3. Перед колесом встановлюється стенд. Для фіксації на ньому змін кутів при ході підвіски.

4. На стенді фіксується контрольна точка, а потім дві точки зверху і знизу листа, для побудови лінії. Луч повертається в контрольну точку і фіксується.

5. Колесо піднімається на 20мм, шляхом підставки бруска і розстановка крапок повторюється, так у всьому діапазоні ходу підвіски. Таким чином отримується точні данні про зміну кутів з прив'язкою до координат.

Наведена послідовність операцій дозволяє отримати чисельні значення кутів розвалу колеса при зміні ходу підвіски. А сукупність зафіксованих даних дозволяє зробити аналіз та винести висновки щодо цієї залежності.

Визначення кута сходження колеса проводиться в такому порядку:

1. Необхідно провести лінію довжиною 1,6 м паралельно площині колеса, розмістивши її центр під віссю обертання колеса. Потім на кінцях лінії провести перпендикуляри на яких будуть фіксуватися зміни кута сходження.

2. Встановити на колесо пристрій для вимірювання кутів розвалу і сходження. Встановити колесо в нульове положення.

3. Поєднати промінь лазера з перпендикуляром і відзначити нульову точку.

4. Підняти колесо на 20мм шляхом підставки бруска і відзначити точку на перпендикулярі.

5. Повторити дії в усьому діапазоні підвіски.

Таким чином можна отримати точні дані про кінематиці підвіски і впливу ходу підвіски на кути сходження колеса.

5.2.2 Методика проведення експерименту по дослідженню впливу розмірів активної частини стабілізатора на його жорсткість

Пропонується виконувати дослідження характеристик стабілізатора у такій послідовності.

1. Встановити підвіску в нижнє положення та зафіксувати зажим важеля стабілізатору у цьому положенні. Це робиться для того щоб отримати ширшу характеристику стабілізатора, оскільки велика частина ходу важелей відносно активної частини торсіона компенсується люфтами еластичних з'єднань.

2. Закріпити трос послідовно до поворотного кулаку та динамометру і при'єднати їх до зазделегіть встановленого гідравлічного крану.

3. Провести підйом підвіски краном на 10мм та зафіксувати зміни у показаннях динамометра.

4. Повторити дії з попереднього пункту доки хід підвіски не досягне крайнього положення.

5. Здійснити зміну конфігурації стабілізатора и повторити дії починаючи з п. 1.

Таким чином отримано числову залежність показників жорсткості стабілізатора від його конфігурації.

Висновки за розділом

Запропоновано методику проведення дослідів експериментальних досліджень для визначення залежності кутів установки колеса від ходу підвіски, а також визначення впливу геометричного параметру на жорсткість стабілізатора.

6 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

6.1 Визначення впливу ходів підвіски на кути встановлення колеса

Експеримент проведено відповідно до методики, яка наведено у п. 5.2.

Спочатку колесо встановлено в нульове положення. Далі заміряні відстань від тарілки амортизатора до верхньої опори на автомобілі прототипі і виставлено на фізичної моделі в тому ж положенні. Потім заміряні відстань від кронштейна реактивної тяги до колеса по лінії паралельної опорної поверхні.

На колесо встановлюється обладнання для регулювання розвалу і сходження (рис. 6.1).



1 – пристрій для регулювання кутів розвалу та сходження; 2 – колесо;

3 – бруски для регулювання ходу підвіски; 4 - лазер

Рисунок 6.1 – Встановлення пристрою для визначення кутів розвалу та сходження колеса

Потім промінь лазера проектується на стенд, встановлений на відстані 2 м від осі обертання колеса (рис. 6.2).



1 – стенд; 2 – нульова точка; 3 – лінія площини колеса

Рисунок 6.2 - Обладнання для визначення зміни кута розвалу колеса

Отримана точка, яка проєцїрувана лазерним променем. Ця точка є нульовою точкою, тобто визначає початковий стан досліджуваної системи кінематичних ланок. Далі ставляться додаткові 2 точки для проведення лінії, а потім промінь повертається в нульову точку. Після цього колесо піднімається на 20 мм, шляхом підставляння бруска і процедура повторюється в усьому діапазоні ходу підвіски з кроком 20 мм. У підсумку ми отримуємо 21 точку, які утворюють сім ліній, що відповідають семи установкам ходу підвіски (рис. 4.3).



1 – лінії площини колеса при різних ходах підвіски

Рисунок 6.3 – Результат зміни кута нахилу площини колеса в залежності від ходу підвіски

Між лініями виміряно кути, значення яких зведено до таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Зведені дані результатів вимірів

Параметр	Значення						
Хід підвіски, мм	-20	0	20	40	60	80	100
Кут розвалу, град	-0,5	0	1,1	2	3,2	4,2	5,2

На основі даних таблиці побудовано графік залежності (рис. 6.4)

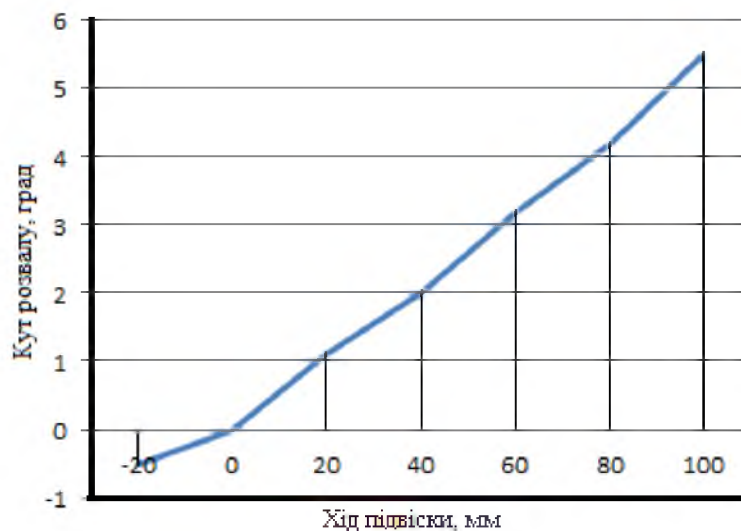


Рисунок 6.4 –Графік залежності кута розвалу та ходів підвіски

Таким чином наочно видно вплив ходу підвіски на кут розвалу колеса. Надалі здійснено повторення ті ж дії, але виміряно зміни кута сходження коліс при ході підвіски.

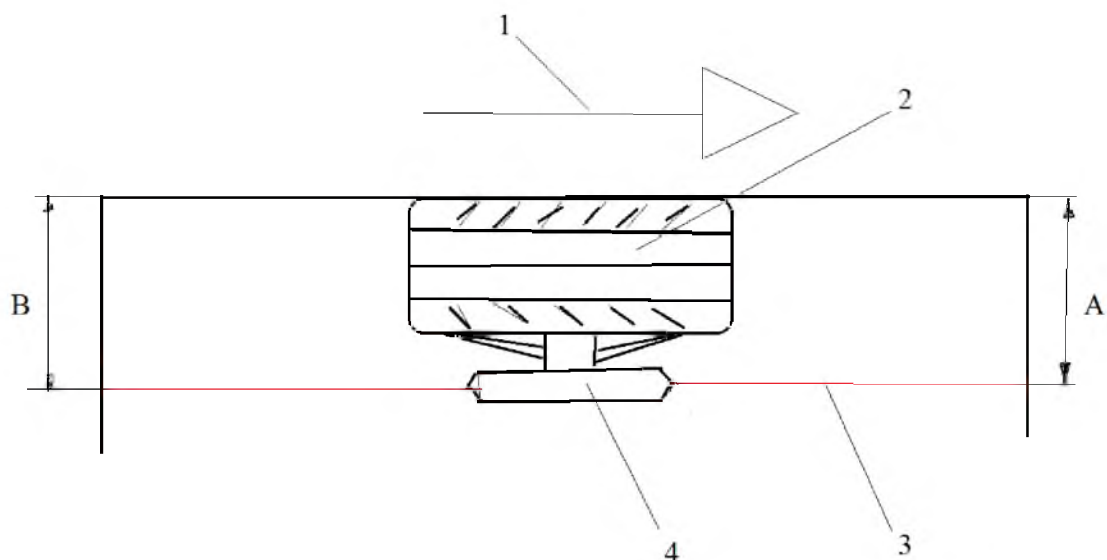
Для фіксації значень зміни кута сходження необхідно провести на опорній поверхні лінію паралельну поскості обертання колеса. Від цієї лінії, довжина якої 1.6 м, проводяться перпендикуляри на яких будуть позначатися точки перетину з проєцируючим лучем.



1 – пристрій для регулювання кутів розвалу та сходження; 2 – лінія паралельна площині обертання колеса; 3 – перпендикуляр; 4 – точка перетину проміню та перпендикуляру

Рисунок 6.5 – Процес фіксації зміни кута сходження колеса в залежності від ходу підвіски

Аналогічно з вимірюванням зміни кута розвалу фіксуємо зміну сходження, спочатку на перетині променя з перпендикуляра попереду колеса, потім ззаду колеса. Змінюємо хід підвіски колеса шляхом підставки під колесо брусків товщиною 20 мм і фіксуємо зміну значень кута сходження колеса. Далі замірюється відстань між лінією площині обертання колеса і отриманими точками на перпендикуляре, відстань А (рис.6.6). Отримані значення заносяться в таблицю для подальшого аналізу.



1 – напрямок руху колеса; 2 – колесо; 3 – лазерний промінь; 4 – пристрій для регулювання кутів розвалу та сходження

Рисунок 6.6 – Схематичне зображення процесу визначення кута сходження колеса



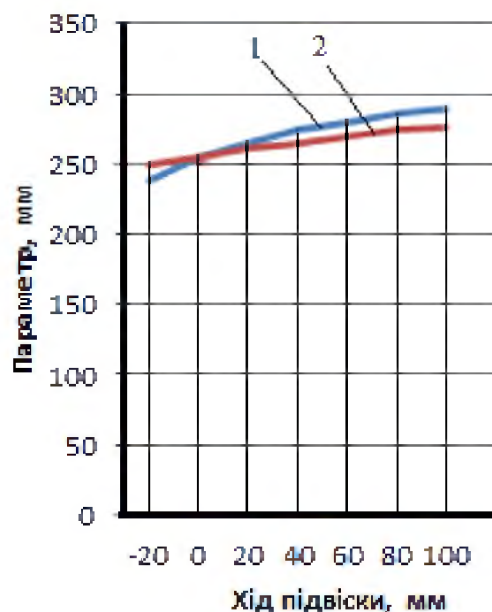
1 – брусок для регулювання висоти ходу підвіски

Рисунок 6.7 – Зміна ходу підвіски шляхом підставки під колесо брусків

Виходячи з отриманих даних можна зробити висновок про те, що кут сходження змінюється при ході підвіски в бік компенсації відведення колеса, що виникає при зміні кута розвалу.

Таблиця 6.1 – Зведені дані результатів вимірів

Параметр	Значення						
Хід підвіски h , мм	-20	0	+20	+40	+60	+80	+100
Параметр А, мм	238	254	264	274	280	286	290
Параметр В, мм	250	254	261	265	270	274	276



1 – параметр А; 2- параметр В

Рисунок 6.8 – Графіка залежності параметрів А та В від ходу підвіски

6.2 Визначення жорсткості стабілізатора з зміненими геометричними розмірами активної частини

В оригінальній підвісці автомобіля ЗАЗ 1102 і його модифікаціях стабілізатор поперечної стійкості не передбачений і тому стабілізатор був підібраний з автомобіля зі схожими характеристиками і впроваджений в фізичну модель підвіски автомобіля ЗАЗ 1102. Стабілізатор прикріплений до імітує кузов рамі стенда в двох точках за допомогою оригінальних втулок, а

так само на кінці важеля сайлентблоков, імітуючи зусилля від протилежного ходу підвіски іншого боку. У підвісці стабілізатор кріпиться до важеля по середині за допомогою двох скріплених між собою сайлентблоков.



1 – сайлентблок; 2 – кронштейни стабілізатора; 3 – рама; 4 – сайлентблок кріплення стабілізатора до важілю

Рисунок 6.9 – Встановлення стабілізатора поперечної стійкості у фізичну модель підвіски автомобіля ЗАЗ-1102

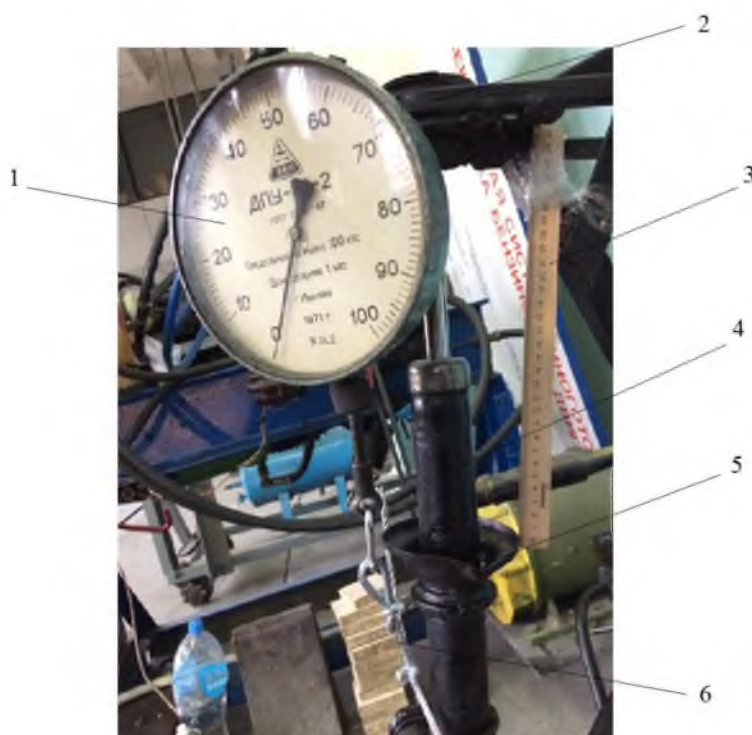
Для вимірювання зусилля необхідного для здійснення ходу підвіски зі стабілізатором, був використаний динамометр з максимальним значенням 100 кгс і кроком шкали 1 кгс. Зусилля підвісці передається за допомогою системи тросів, карабінів, динамометром і гідравлічним краном.



1 – трос; 2 – динамометр; 3 – гідравлічний кран

Рисунок 6.10 – Система вимірювання жорсткості стабілізатора

Для точного вимірювання ходу підвіски була використана лінійка, як шкали. Лінійка встановлена таким чином, що нуль шкали відповідає положенню тарілки амортизатора.



1 – динамометр; 2 – верхня опора; 3 – шкала; 4 – амортизатор; 5 – тарілка амортизатора; 6 - трос

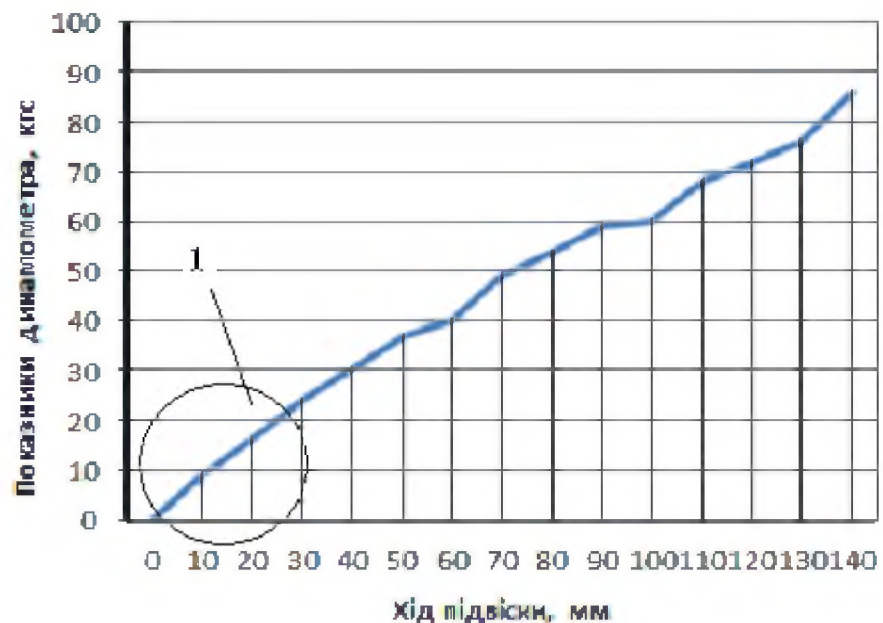
Рисунок 6.11 – Установка шкали для точної установки ходу підвіски

Після цього був проведений замір зміни навантаження на динамометр при ході підвіски з кроком 10мм. Отримані показники занесені ви таблицю 6.2

Таблиця 6.2 – Зведені дані результатів вимірів

Показник	Значення							
Хід підвіски h, мм	0	10	20	30	40	50	60	70
	80	90	100	110	120	130	140	
Показання	0	9	16	24	30	37	40	49
динамометра Р, кгс	54	59	60	68	72	76	86	

На підставі отриманих даних (табл.6.2) побудована графічна залежність зміни показань динамометра при відповідних ходах підвіски (рис.6.12).



1 – область порівняння

Рисунок 6.12 - Графік залежності показників динамометра від ходу підвіски при застосуванні стандартної акивної частини стабілізатора

На підставі даних області 1 рис.6.12 визначена жорсткість, яка становила:

$$C_{n1} = \frac{\Delta P}{\Delta h} = \frac{9 - 0}{10} = 0,9 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}}$$

Після проведення вимірів робоча частина торсіона була скорочена на 100 мм, а потім засіксована у новій точці кріплення.



1- сайлентблок стабілізатора; 2-кронштейни стабілізатора з втулками;
3- сайлентблок важіля; 4-стабілізатор

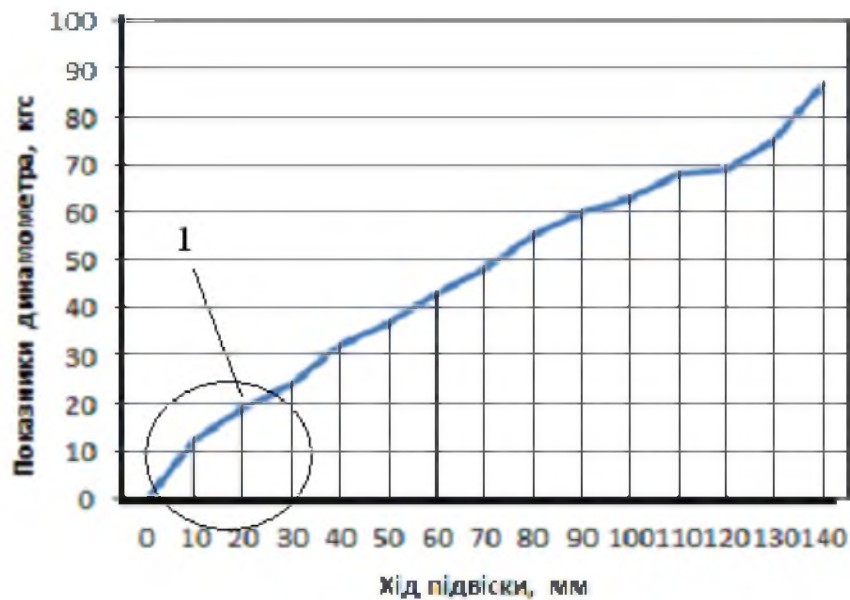
Рисунок 6.13 – Укорочений стабілізатор поперечної стійкості

Після зміни геометричного параметру торсіону проведені дослід, які також були спрямовані на визначення характеристики жорсткості при моделюванні навантажувального переміщення колеса з ланцюгами підвіски у вертикальній площині. За отриманими даними складена таблиця 6.3. При цьому дані наведено за середнестатистичними значеннями. Досліди повторювались три рази, відхилення від середніх значень знаходилося у межах: для показання динамометра – 2 кгс; для ходів підвіски – 1,5 мм.

Таблиця 6.3 – Зведені дані результатів вимірів

Параметр	Значення							
Хід підвіски h , мм	0	10	20	30	40	50	60	70
	80	90	100	110	120	130	140	
Показання	0	12	19	24	32	37	43	48
динамометра P , кгс	48	55	60	63	68	69	75	87

На підставі отриманих даних (табл.6.3) побудована графічна залежність зміни показань динамометра при відповідних ходах підвіски (рис.6.14).



1 – область порівняння

Рисунок 6.14 - Графік залежності показників динамометра від ходу підвіски при застосуванні скороченого стабілізатора

На підставі даних області 1 рис.6.14 визначена жорсткість, яка становила:

$$C_{n2} = \frac{\Delta P}{\Delta h} = \frac{12 - 0}{10} = 1,2 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}}$$

Порівняння графічних залежностей, які наведено на рис.6.12, 6.14 вказує на те, що:

- у межах переміщення від 0 до 30 мм, жорсткість досягає значення 0,9 кгс/мм.
- у межах переміщення від 0 до 30 мм, відбувається збільшення жорсткості до значення 1,2 кгс/мм.

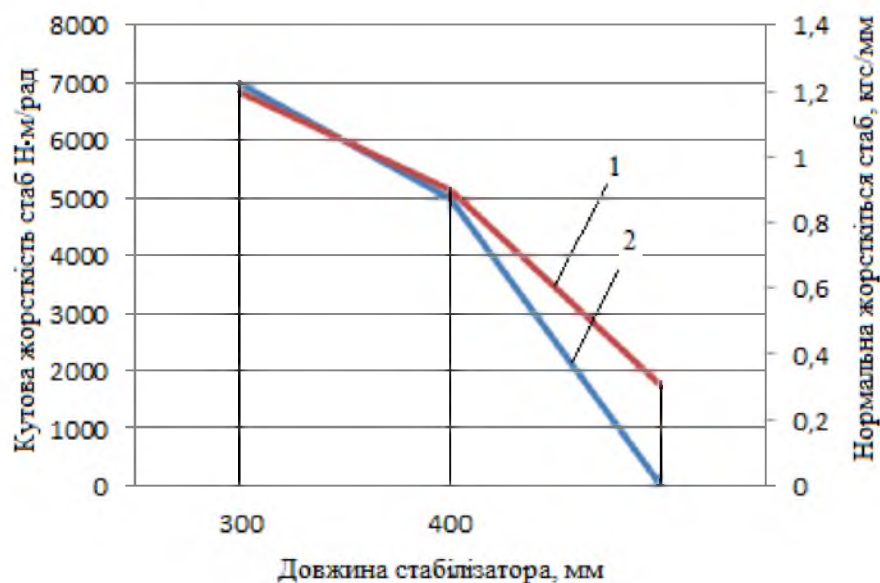
Таким чином скорочення геометричного розміру активної частини на 100 мм дозволяє збільшити нормальну жорсткість стабілізатора на ходах підвіски до 30 мм.

6.3 Порівняння теоретичних та експериментальних даних щодо закономірностей зміни жорсткості

Проведено масштабна подібність закономірностей зміни теоретичної жорсткості в підвісці автомобіля та експериментальної жорсткості в модельованій технічній системі «натурна підвіска з стабілізатором».

В розділі 3, наведено теоретичну зміну кутової жорсткості при корегуванні геометричного параметру активної частини стабілізатора.

З експериментального дослідження отримано нормальні жорсткості досліджуваної системи. Застосовую метод подібності та логічної відтворюваності фізичного процесу створення опору переміщення, порівняни отримані дані при їх нанесенні на поле координат (рис.6.15)



1 – характеристика нормальної жорсткості; 2 – характеристика кутової жорсткості

Рисунок 6.15 – Масштабна подібність закономірностей жорсткості підвіски

Аналіз характеру розміщення графіків на рис.6.14 вказує на наступне.

Враховуючи погрішності в розрахунках та вимірюванні жорсткості, можна зробити висновок про схожість графіків розрахункової кутової жорсткості стабілізатора, та нормальної експериментальної жорсткості

стабілізатора в межах від 300 до 400 мм. Це свідчить про здатність запропонованої методики оцінювати кутову жорсткість методом масштабної подібності.

Висновки за розділом

По-перше, визначені зміни кутів розвалу при ході підвіски свідчать, що кут крену підресорених мас має значний вплив на стійкість руху.

По-друге, зміна кута сходження колес при збільшенні кута крену теж спостерігається.

По-третє, кінематика підвіски побудована таким чином, що зміни кутів розвалу та сходження компенсуються, але не відомо у якій степені, бо кут розвалу має не прямий вплив на зміну напрямку колеса і необхідні додаткові дослідження.

По-четверте, зі знятих характеристик жорсткості стабілізатора стає зрозуміло, що зміна геометричних параметрів активної частини стабілізатора не приносить результату зі збільшення жорсткості. Також характеристика стабілізатора не задовільняє умов, які до нього виносяться, бо достатня жорсткість досягається лише при значних ходах підвіски, що не дає необхідного зменшення кута крену підресорених мас автомобіля. На мою думку, це відбувається через неточність передачі реакцій та збільшення вільного ходу стабілізатора через використання м'яких гумових сайлентблоків.

7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Оскільки тема магістерської роботи - «Обґрунтування методики визначення впливу кутової жорсткості стабілізатора підвіски типу MacPherson на кути встановлення коліс автомобіля категорії М1», передбачас проведення досліджень на стенді. Розглянемо заходи забезпеченню безпеки, виробничої санітарії, гігієни праці і пожежної безпеки для приміщень дослідницького центру а також питання з цивільного захисту.

7.1. Аналіз потенційних небезпек

7.1.1. Механічне травмування, що може бути пов'язане з обривом металевого тросу або карабінів які нездатні витримати номінальне навантаження.

7.1.2. Складання вузлів випробувальних стендів пошкодженням ручними інструментами, відвертання ключами більших розмірів з підкладанням металевих прокладок між гранями гайки та ключем, а також збільшення важелю за рахунок іншого ключа чи труби приводять до зриву руки і як наслідок травмування фалангів пальців від вузлів стенду або самого інструменту.

7.1.3. Під час монтування стенду можливе надлишкове фізичне навантаження на робітника та як наслідок травмування. Також травмування можливе через порушення правил використання підйомних механізмів.

7.1.4. Під час зварних або металорізальних робіт можливе потрапляння іскри до пожежонебезпечних речовин або на відпрацьоване ганчір'я просочене цими речовинами що призведе до пожежі, крім того при певних умовах навіть можливо самозапалення відпрацьованого ганчір'я.

7.1.5. Під час електрозварювальних робіт при виготовлені стенду на працюючих діють небезпечні та шкідливі виробничі фактори, як

ультрафіолетове та інфрачервоне випромінювання, підвищена температура, шкідливі виділення. Ультрафіолет викликає поверхнєве запалення очей та опік обличчя. Інфрачервоне діє на кришталик та роговицю ока, видимі промені діють на сітчатку та оболонку очей.

7.1.6. Нанесення лакофарбових шарів на поверхню випробувального стенду розпилювачем може призвести до отруєння оскільки в сумішах фарб є отруйні речовини в вигляді розчинників, їх накопичення в організмі призводить до захворювань організму, схожий негативний вплив також здійснюють випари паливно-мастильних матеріалів.

7.1.7. Невідповідність нормі освітленості приміщення випробувальної лабораторії призводить до швидкої втоми, що як наслідок приводить до травмування.

7.1.8. Незадовільний стан показників мікроклімату в робочій зоні може призвести до простудних захворювань і травм.

7.1.9. Потенційна небезпека, що пов'язана з проявом наслідків надзвичайних ситуацій можлива через невідповідність персоналу в умовах надзвичайних ситуацій.

7.2. Заходи по забезпеченню безпеки

Для виключення можливих травмувань персоналу під час виконання їм своїх службових обов'язків в проекті передбачені заходи по забезпеченню безпеки.

7.2.1. Перед проведенням іспитів потрібно перевіряти правильність встановлення і закріплення випробувальних вузлів, витримувати технології іспитів вузлів та агрегатів також необхідно перевірити карабіни та металевий трос на здатність витримувати номінальне навантаження. Згідно з НПАОП 0.00-1.71-13 «Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями»;

7.2.2. Гайкові ключі повинні підбиратися строго відповідності гайок та болтів. При відповідальній зборці застосовувати накидні ключі, забороняється подовжувати ключі за допомогою інших ключів чи труби. Згідно з НПАОП 0.00-1.71-13 «Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями»;

7.2.3. Для запобігання надлишкового фізичного навантаження на оператора, вузли масою більше 20 кілограм переміщуються за допомогою підйомних засобів. Заради запобігання травмуванню при монтуванні стенду підйомними засобами перед їх використанням необхідно перевірити стропи, гаки, траверса підйомного пристрою на справність. Вантаж піднімати тільки в відповідності до номінальних даних вантажного механізму. Згідно з державними санітарними нормами та правилами «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу»;

7.2.4. При електрозварювальних роботах для запобігання впливу на робітника таких шкідливих виробничих факторів як підвищення температури та розбризкання металу зварювальник повинен застосовувати такі засоби індивідуального захисту такі як спеціальний захисний костюм який складається з штанів і куртки також використовувати рукавиці. Згідно з НПАОП 28.52-7.83-84 «Сварочні роботи. Вимоги безпеки.»

7.2.5 При електрозварювальних роботах для запобігання впливу на робітника ультрафіолетового та інфрачервоного випромінювання для захисту очей зварювальник повинен використовувати такі засоби індивідуального захисту такі як маску зі світлофільтром або окуляри. Від шкідливих виділень газу та пилу необхідно застосовувати місцеву вентиляцію або респіратор. Згідно з НПАОП 28.52-7.83-84 «Сварочні роботи. Вимоги безпеки.»

7.3. Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

7.3.1. Для захисту від зниження працездатності або порушення здоров'я у працівника в приміщенні дослідницької лабораторії необхідно утримувати оптимальні параметри мікроклімату. Оптимальні параметри для працівника середньої важкості – 2а в холодну пору року повинні відповідати таким параметрам:

- температура від 15 до 23 °С;
- вологість 40-60%;
- швидкість руху повітря не більше 0,2 м/с.

В холодну пору року для створення оптимальних температурних умов слід використовувати систему місцевого опалювання.

Для підтримки оптимальних параметрів вологості необхідно використовувати загальну систему вентиляції. Згідно з ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування»;

7.3.2. Для захисту дихальних шляхів при фарбуванні при роботах з отруйними випарами необхідно використовувати засоби індивідуального захисту респіратори або протигази. Згідно з державними санітарними нормами та правилами «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу»;

7.3.3. Для створення сприятливих умов для здорової роботи, які б запобігали швидкій втомлюваності очей освітлення в приміщенні повинно відповідати поставленим нормам згідно ДБН В.2.5-28:2018 «Природне і штучне освітлення» згідно яким мінімальна освітленість для VI класу зорової роботи має становити не менше $E=200$ лк. Тому необхідно використовувати лампи типу ЛБ, ЛД, потужністю $V=40$ Вт.

7.4. Заходи з пожежної безпеки

Для запобігання самозапалення відпрацьованого ганчір'я необхідно дотримуватись правил пожежної безпеки уникати контакту ганчір'я з відкритим вогнем, відпрацьовані і просочені матеріали зберігати в спеціальному контейнері і в відведеному місці.

Комплекс протипожежних заходів для виробничого приміщення дослідницької лабораторії, обладнаного стендом для дослідження кінематики підвіски розроблений згідно вимог НАПБА.01.001-2014 «Правила пожежної безпеки в Україні».

7.4.1. Для передбачення виникнення пожежі необхідно дотримуватись правил протипожежних заходів під час зварних та металорізальних робіт те проводити при близькій наявності легкозаймистих речовин та слідкувати за правильністю зберігання пожежонебезпечних матеріалів.

7.4.2. Виходячи з аналізу речовин та матеріалів, які використовуються при роботі у приміщенні дослідницької лабораторії, обладнаного стендом для дослідження кінематики підвіски:

- згідно ДСТУ EN 2:2014 Класифікація пожеж (EN 2:1992; EN 2:1992/A1:2004, IDT) у приміщенні дослідницької лабораторії, обладнаного стендом для дослідження кінематики підвіски можлива пожежа класу - В (горіння рідких речовин або твердих речовин, які розтоплюються);

Оскільки приміщення дослідницької лабораторії, обладнаного стендом для дослідження кінематики належить до категорії «А» з пожежної небезпеки, тому відповідно до вимог ДБНВ.1.1-7.2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги» воно має II ступінь вогнестійкості.

Оскільки приміщення має площу 50 м², тому відповідно до вимог п. 3.8 розділу «Типові норми належності вогнегасників» ДСТУ 4297:2004 «Пожежна техніка. Технічне обслуговування вогнегасників. Загальні технічні вимоги» для гасіння для гасіння, передбачено встановлення порошкового вогнегасника місткістю 5 літрів та 2 пінні вогнегасника місткістю 5 літрів.

Згідно вимог ДБНВ.2.5-56:2014 «Системи протипожежного захисту», в приміщенні дослідницької лабораторії, обладнаного стендом для іспитів амортизаторів встановлена система пожежної й охоронної сигналізації «Сигнал-ВК6». Яка забезпечує виявлення теплових і димових ознак пожежі і місця виникнення пожежі з точністю до місця розміщення датчика.

7.5. Заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях

Єдина державна система цивільного захисту її складові та режими функціонування.

Згідно з Кодексом цивільного захисту України забезпечення захисту населення і територій від НС покладено на Єдину державну систему цивільного захисту (ЄДСЦЗ), яка є сукупністю суб'єктів забезпечення цивільного захисту, котрі здійснюють реалізацію державної політики у сфері цивільного захисту.

Підсистеми Єдиної системи цивільного захисту - сукупність підпорядкованих спеціально уповноваженому центральному органу виконавчої влади функціональних та територіальних органів управління, на які покладаються визначені законом завдання у конкретних сферах цивільного захисту.

Структуру Єдиної системи цивільного захисту становлять центральні та місцеві органи виконавчої влади, органи місцевого самоврядування і створювані ними функціональні та територіальні підсистеми єдиної системи цивільного захисту.

Функціональні підсистеми Єдиної системи цивільного захисту створюються центральними органами виконавчої влади для організації роботи, пов'язаної із запобіганням надзвичайним ситуаціям та захистом населення і територій в разі їх виникнення.

Організація, завдання, склад сил і засобів, порядок діяльності функціональних підсистем єдиної системи цивільного захисту визначаються положеннями про ці підсистеми, затвердженими відповідними центральними

органами виконавчої влади за погодженням із спеціально уповноваженим центральним органом виконавчої влади з питань цивільного захисту.

Кожен рівень єдиної системи цивільного захисту має координуючі та постійні органи управління, систему повсякденного управління, сили і засоби, резерви ресурсів, системи зв'язку та інформаційного забезпечення.

Координуючими органами єдиної системи цивільного захисту є:

- на державному рівні: Державна комісія з питань техногенно-екологічної безпеки та НС. Національна рада з питань безпечної життєдіяльності населення.

- на регіональному рівні - комісії міських державних адміністрацій з питань техногенно-екологічної безпеки та НС;

- на місцевому рівні - комісії районних державних адміністрацій і виконавчих органів рад з питань техногенно-екологічної безпеки та НС;

- на об'єктовому рівні - комісії з питань надзвичайних ситуацій.

Режими функціонування залежать від масштабів і особливостей НС, що прогнозується або виникла, рішенням Ради міністрів Автономної Республіки Крим, відповідної обласної, міської, районної державної адміністрації, виконавчого органу місцевих рад у межах конкретної території може запроваджуватися один із таких режимів функціонування єдиної системи цивільного захисту:

- режим повсякденної діяльності - нормальній виробничо-промисловій, радіаційній, хімічній, біологічній, сейсмічній, гідрогеологічній і гідрометеорологічній обстановці;

- режим підвищеної готовності — при істотному погіршенні виробничо-промислової, радіаційної, хімічної, біологічної, сейсмічної, гідрогеологічної гідрометеорологічної обстановки;

- режим діяльності у надзвичайній ситуації - при реальній загрозі виникнення надзвичайних ситуацій і реагуванні на них;

- режим діяльності у надзвичайному стані - в порядку, визначеному Конституцією України та Законом України "Про надзвичайний стан".

7.3 Висновки до розділу охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях

В розділі охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях було проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів які здатні привести до травм або ушкодження здоров'я дослідників.

Для виключення можливих травмувань персоналу розроблені технічні, санітарно-гігієнічні та протипожежні заходи по забезпеченню безпеки які були складені зважаючи на законодавчі та нормативно-правові акти.

Виконання цих заходів здатне забезпечити комфортні та безпечні умови праці.

8 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОТИ

Оскільки в рамках роботи над магістерським дослідженням було розроблено імітаційно випробувальний стенду для визначення зміни кутів розвалу та сходження при прямолінійному русі та визначення впливу конфігурації стабілізатора поперечної стійкості на його жорсткість.

Оскільки виконання будь-якої науково-дослідної роботи завжди вимагає певних витрат, необхідно проводити їх економічне обґрунтування адже на основі економічних розрахунків можна довести економічну доцільність та ефективність впровадження отриманих результатів виконаних науково-дослідних робіт.

Усі економічні розрахунки, виконуються з використанням цін, тарифів і норм, актуальними на момент написання роботи.

Прогнозований обсяг потреб на стенд за дослідженням ринку складає 100 одиниць. Обсяг діагностичних робіт складає 800 одиниць на рік.

8.1 Розрахунок витрат на проектування стенду

Витрати збираються за статтями калькуляції.

1. Основна заробітна плата визначається за формулою:

$$ЗП_{осн} = M \cdot O_k \cdot N, \quad (8.1)$$

де M – кількість місяців розробки;

O_k – оклад конструктора (грн.);

N – кількість осіб, яка бере участь у розробці.

$$ЗП_{осн} = 2 \cdot 6000 \cdot 4 = 48000 \text{ грн.}$$

2. Додаткова заробітна плата становить 40% від основної заробітної плати і дорівнює:

$$ЗП_{доп} = 0,4 \cdot ЗП_{осн}, \quad (8.2)$$

$$ЗП_{доп} = 0,4 \cdot 48000 = 19200 \text{ грн.}$$

3. Внески на соціальні заходи приймаються 22% (УСМ) від основної та додаткової заробітної плати працівників відповідно до чинного в 2018р. законодавства України:

$$З_{см} = (ЗП_{осн} + ЗП_{доп}) \cdot У_{см} / 100, \quad (8.3)$$

$$З_{см} = 0,22(48000 + 19,200) = 14784 \text{ грн.}$$

4. Матеріали і комплектуючі для проведення роботи включають в себе папір, канцелярське приладдя тощо, що в загальній сумі складає 1600 грн.

Таблиця 8.1 – Кошторисна вартість проектування стенду

Стаття витрат	Питома вага, %	Сума витрат
1. Матеріали	1,2	1600
2. Основна заробітна плата	35,0	48000
3. Додаткова заробітна плата	14,0	19200
4. Відрахування на соціальне страхування	10,8	14784
5. Накладні витрати	39	53485,72
Разом	100	137142,86

8.2 Розрахунок витрат на виготовлення стенду

Кошторисна вартість створення стенду складається з таких витрат:

1) Вартість матеріалів з урахуванням транспортно-заготівельних витрат:

$$З_{\text{м}} = \sum_{i=0}^n (H_{\text{мі}} \cdot Ц_{\text{мі}}) \cdot K_{\text{т.з.}} \quad (8.5)$$

де $H_{\text{мі}}$ – норма витрат i -го матеріалу, нат. один.;

$Ц_{\text{мі}}$ – ціна i -го матеріалу без ПДВ, грн;

$K_{\text{т.з.}}$ – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат, який приймається як 1,1.

Розрахунок витрат на матеріали проводимо в таблиці 8.2

Таблиця 8.2 – Розрахунок витрат на матеріали

	Найменування матеріалів	Норма витрат	Одиниця виміру	Вартість матеріалів, грн.	Сума витрат, грн.
	Труба профільна 40x40 мм	7	м.	40	280
	Фарба	2	шт.	70	140
	Кріплення (болти, гайки, дюбеля)	23	шт.	10	230
	Електроди	1	упк.	75	75
	Свердла	3	шт.	80	240
	Диск відрізний по металу	5	шт.	10	50
	Разом матеріалів, <i>грн.</i>	-	-	-	1015
	Транспортно-заготівельні витрати, <i>грн.</i>	-	-	-	121
	Разом витрат, <i>грн.</i>	-	-	-	1136

2) Витрати на комплектуючі визначаємо в табл.8.3 за формулою:

$$Z_{\text{м}} = \sum_{i=0}^n (H_{\text{м}i} \cdot C_{\text{м}i}) \cdot K_{\text{т.з.}} \quad (8.6)$$

де $H_{\text{м}i}$ – норма витрат i -х комплектуючих виробів, один.;

$C_{\text{м}i}$ – ціна i -х комплектуючих виробів без ПДВ, грн;

$K_{\text{т.з.}}$ – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат, який приймається як 1,1.

Таблиця 8.3 – Розрахунок витрат на покупні комплектуючі

Найменування комплектуючих	Кількість	Вартість, <i>грн.</i> за одиницю	Сума витрат, <i>грн.</i>
Динамометр механічний ДПУ-0,01-2	1	1500	1500
Кулак поворотний	1	600	600
Амортизатор ЗАЗ 1102	1	450	450
Важіль	1	150	150
Тяга реактивна	1	130	130
Шарова опора	1	120	120
Колесо	1	800	800
Кронштейн реактивної тяги	1	138	138
Стабілізатор	1	300	300
Верхня опора	1	150	150
Трос сталевий оцинкований 5мм	1	15	15
Разом комплектуючих, <i>грн.</i>	—	—	4353
Транспортно-заготівельні витрати, <i>грн.</i>	—	—	682
Разом витрат, <i>грн.</i>	—	—	5035

3) Витрати на монтажні роботи, які складаються з витрат на енергію, на заробітну плату, внесків на соціальні заходи та витрат на використання обладнання та спеціального інструменту для монтажу стенду.

Основна заробітна плата робітників за операціями монтажних робіт визначається за формулою:

$$ЗП_0 = \sum_{i=0}^n (l \cdot t_i), \text{ грн} \quad (8.7)$$

де l - часова тарифна ставка, грн.;

t_i – трудомісткість i -ї операції, н-годин.

Розрахунок розцінки (заробітної плати на одиницю продукції) наводиться в табл.8.4.

Таблиця 8.4 – Основна заробітна плата

Найменування операції	Норма часу, н-годин	Розряд робіт	Часова тарифна ставка, грн.	Заробітна плата на одиницю продукції (розцінка), грн.
Заготівельна	21,7	5	35,7	774,69
Складальна	31	5	35,7	1106,7
Контрольна	9,3	5	35,7	332,01
Разом	62	—	—	2213

Додаткова заробітна плата робітників визначається у відсотках до основної заробітної плати:

$$ЗП_д = \frac{ЗП_0 \cdot Y_{доп}}{100\%}, \quad (8.8)$$

$$ЗП_д = \frac{2213,40 \cdot 30}{100\%} = 664,02 \text{ грн.}$$

де $Y_{доп}$ – питома вага додаткової заробітної плати.

Внески на соціальні заходи визначаються у відсотках до основної та додаткової заробітної плати робітників (формула 8.3) :

$$З_{см} = \frac{(2213,40 + 666,02) \cdot 22}{100\%} = 633,03 \text{ грн.} \quad (8.9)$$

В зв'язку с тим, що вартість інструменту, що використовується на монтажних роботах менше 6000 гривень, то приймаємо норму амортизації як 100%.

Суму амортизаційних відрахувань на рік визначаємо за формулою:

$$A_p = \frac{B_{обл} \cdot H_a}{100\%} \quad (8.10)$$

де $B_{обл}$ - вартість обладнання, яке використовується для монтажу стенду, грн.;

H_a – норма амортизації на рік, визначається окремо на кожну одиницю обладнання пропорційне терміну його використання за формулою:

$$H_a = \frac{1}{T_v} \cdot 100\% \quad (8.11)$$

Сума амортизаційних відрахувань, яка буде входити в склад витрат на монтаж стенду визначається за формулою:

$$A_M = \frac{A_p}{F_{еф}} \cdot t_M \quad (8.12)$$

де $F_{еф}$ – ефективний фонд часу роботи обладнання на рік, 1860 годин;

t_M – кількість годин використання обладнання, нормо-годин.

Розрахунок проводиться в таблиці 8.5.

Таблиця 8.5 Розрахунок амортизаційних відрахувань

Вид основних засобів	Первісна вартість, грн.	Кількість, од.	Загальна вартість, грн.	Норма амортизації, %	Час використання, год	Амортизаційні відрахування, грн.
Електродріль	930	1	930	100	1.5	0,75
Зварювальний апарат	2350	1	2350	100	3	3,79
Кутова шліфувальна машина	760	1	760	100	2	0,82
Разом	4040	4	4040	-	-	5,36

Витрати на електроенергію визначаються за формулою:

$$З_{в.л} = Вп_{\text{сум}} \cdot t_{\text{м}} \cdot Ц_{\text{вп}} \quad (8.13)$$

де $Вп_{\text{сум}}$ - сумарна встановлена потужність двигунів, кВт;

$t_{\text{м}}$ – кількість годин використання обладнання, год.;

$Ц_{\text{ел}}$ - ціна 1 кВт. год. електроенергії, приймається за цінами енергетичного ринку, грн.

За розрахунок проводиться в таблицю 8.6.

Таблиця 8.6 – Розрахунок витрат енергії для монтажу стенду

Вид основних засобів	Встановлена потужність, кВт	Кількість, од.	Загальна потужність, кВт	Час використаня, год	Ціна 1кВт. год.	Витрати енергії, грн.
Електродріль	0,8	1	0,8	1.5	1.78	2,14
Зварювальний апарат	5,4	1	5,4	3	1.78	28,84
Кутова шліфувальна машина	0,85	1	0,85	2	1.78	3,03
Разом	7,05	3	7,05	6.5	—	34,01

Інші витрати складаються з витрат цінного та спеціального інструменту, витрат на обслуговування та ремонт обладнання та загальновиробничих витрат.

Витрати цінного та спеціального інструменту визначаються за їх вартістю.

Загальновиробничі витрати, які приймаються у відсотках до основної заробітної плати робітників, а саме $\mu = 100\text{-}200\%$, приймаємо $170,1\%$ за даними переддипломної практики.

$$Z_{\text{пр}} = \frac{Z_{\text{по}} \cdot Y_{\text{пр}}}{100\%}, \quad (8.14)$$

$$Z_{\text{пр}} = \frac{2213 \cdot 170,1}{100\%} = 3765,34 \text{ грн.}$$

де $Y_{\text{звв}}$ – питома вага загальновиробничих витрат, визначається за даними підприємства, %.

Кошторисна вартість стенду визначається в таблиці 8.7.

Таблиця 8.7 – Кошторисна вартість об'єкту

Статті витрат	Сума, грн.
Витрати матеріалів	1136
Витрати комплектуючих	5035
Заробітна плата	2877,42
Внески на соціальні заходи	633,03
Амортизація обладнання	5,36
Витрати енергії	34,01
Інші витрати	3765,34
Разом витрат	$C_B=13486,16$

Повна собівартість стенду визначається як добуток виробничої собівартості та інших накладних витрат на проектування.

Інші накладні витрати складаються з адміністративних витрат та витрат на збут. Адміністративні витрати (B_a) визначаються як 15% від виробничої собівартості стенду. Витрати на збут ($B_{зб}$) приймаємо як 1,5% від виробничої собівартості.

Таким чином повна собівартість буде визначена за формулою:

$$C_{\pi} = 15741,72 \text{ грн.} \quad (8.14)$$

Ціна стенду буде дорівнювати сумі повної собівартості та прибутку, який хоче отримати підприємство від реалізації цих стендів. Прибуток слід виразити через рентабельність (p), яка визначається або за даними переддипломної практики, або відповідно ринковому становищу.

$$Ц_{\pi} = C_{\pi} \cdot \left(1 + \frac{p}{100\%}\right) \quad (8.15)$$

$$\Pi_{\pi} = 15741,72 \cdot \left(1 + \frac{20}{100\%}\right) = 18890 \text{ грн.}$$

де ρ – рентабельність стенду, приймається 20%.

Ціна реалізації враховує ПДВ = 20% та складатиме:

$$\Pi_p = \Pi_{\pi} \cdot \left(1 + \frac{\text{НДС}}{100\%}\right) \quad (8.16)$$

$$\Pi_p = 18890 \cdot \left(1 + \frac{20}{100\%}\right) = 22668 \text{ грн.}$$

Тоді сума капітальних вкладень споживача буде дорівнювати:

$$K = \Pi_{\pi} + B_{\pi} + B_{\tau} \quad (8.17)$$

$$K = 22668 + 2266,8 + 453,36 = 25388,16 \text{ грн.}$$

де B_{τ} – транспортні витрати, приймаються 2% від Π_p ;

B_{π} – витрати з встановлення та налагодження стенду, приймається 10% від Π_{π} .

8.3 Розрахунок витрат на проведення діагностичних робіт

Далі розраховуються витрати на проведення діагностики при використанні розрахованого стенду які слід порівняти з базовим варіантом стенду.

Витрати збираються за умовно-постійними ($B_{y.п}$) та умовно-змінними ($B_{y.з}$) елементами витрат.

Розрахунок умовно-змінних витрат заносимо в табл. 8.8.

Таблиця 8.8 – Умовно-змінні витрати

Статті витрат	Розрахунок	Сума витрат, грн	
		Базовий варіант	Проект
Витрати на оплату праці	$ЗП = t_g \cdot G_v \cdot k_g$ $ЗП_б = 1,0 \cdot 42 \cdot 1,35 = 56,7$ $ЗП_п = 2,5 \cdot 42 \cdot 1,35 = 141,75$	56,7	141,75
Внески на соціальні заходи	$B_{соц} = ЗП \cdot k_{соц}$ $B_{соц_п} = 56,7 \cdot 0,22 = 12,47$ $B_{соц_б} = 141,7 \cdot 0,22 = 31,17$	12,47	31,17
Витрати на експлуатацію	Приймаємо 10% від вартості стану. $B_{експ_б} = \frac{70000 \cdot 0,1}{800} = 8,75$ $B_{експ_п} = \frac{32573,11 \cdot 0,1}{800} = 4,07$	8,75	4,07
Амортизація стану	$B_{А_б} = \frac{70000}{5 \cdot 800} = 17,5$ $B_{А_п} = \frac{32573,11}{5 \cdot 800} = 8,14$	17,5	8,14
Інші прямі витрати	Приймаємо коефіцієнт за даними переддипломного проекту як 10% від ЗП. $B_{інш} = 56,7 \cdot \frac{10}{100} = 5,67$ $B_{інш} = 141,75 \cdot \frac{10}{100} = 14,17$	5,67	14,17
Всього		101,09	199,3

До умовно-постійних витрат відносяться ті витрати, які не змінюються від зміни обсягу виконання робіт. Тому до таких витрат можна віднести витрати на утримання апарату управління, обслуговуючого персоналу, утримання будівель і споруд та їх поточний ремонт, та інші витрати, які не ввійшли до умовно-змінних витрат приймаються у відсотках до основної заробітної плати основних виробничих робочих на рівні 50%.

Загальна собівартість одиниці діагностичних робіт, якщо умовно-постійні витрати визначаються у відсотках від основної заробітної плати, буде визначена за формулою:

$$C_d = B_{уп} + B_{уз} \quad (8.18)$$

$$B_{уп_б} = 56,7 \cdot 0,5 = 28,35 \text{ грн.}$$

$$B_{уп_п} = 141,75 \cdot 0,5 = 70,88 \text{ грн.}$$

$$C_{д_б} = 28,35 + 101,09 = 129,44 \text{ грн.}$$

$$C_{д_п} = 70,88 + 199,3 = 270,18 \text{ грн.}$$

Ціна діагностичних робіт визначається за формулою:

$$Ц_d = C_d \cdot 1,35 \quad (8.19)$$

$$Ц_{д_б} = 129,44 \cdot 1,35 = 175 \text{ грн.}$$

$$Ц_{д_п} = 279,44 \cdot 1,35 = 377,24 \text{ грн.}$$

Сума річного доходу визначаються за формулою:

$$Д_r = Ц_d \cdot И_d \quad (8.20)$$

$$Д_{р_б} = 175 \cdot 800 = 140000 \text{ грн.}$$

$$Д_{р_п} = 377,24 \cdot 800 = 301792 \text{ грн.}$$

Прибуток за рік визначмо за формулою:

$$П = (Ц - C) \cdot И_d \quad (8.21)$$

$$П_б = (175 - 129,44) \cdot 800 = 49000 \text{ грн.}$$

$$П_п = (377,24 - 270,18) \cdot 800 = 78243,2 \text{ грн.}$$

Термін окупності стенду визначмо за формулою:

$$T_{ок} = \frac{B_{етеп}}{\Pi} \quad (8.21)$$

$$T_{окб} = \frac{70000}{49000} = 1,5$$

$$T_{окп} = \frac{32573,11}{78243,2} = 0,4$$

Проведемо порівняння технічно-економічних показників базового та проектного стенду табл. 8.9.

Таблиця 8.9 – Порівняння технічно-економічних показників.

№	Показник	k_T	Базовий стенд			Проектний стенд		
		весом.	Значення	Бали	$k_T, кв$	Значення	Бали	$k_T, кв$
1	Розмір	0,5	4	5	2,5	5	4	2
2	Вага	0,5	30	5	2,5	40	4	2
3	Ціна стенду	0,3	70000	1	0,3	42000	5	1,5
4	Ціна роботи	0,2	175	5	0,2	377	3	0,5
5	Кількість можливих здійснюваних задач	0,4	4	5	2	2	2,5	1
Загальна оцінка		-	7,5			7,0		

Висновки за розділом

Не зважаючи на те, що за результатами оцінки техніко-економічних характеристик отриманий показник $k_T < 1$, використання запропонованого стенду може бути економічно доцільно в умовах малого підприємництва. Тому, що при невеликих капітальних вкладах вирішуються основні завдання діагностичних робіт.

Термін окупності в 3,7 рази менше ніж у базового стенду. Рівень ціни діагностичних робіт в межах ринкових

ВИСНОВКИ

Аналіз наукових джерел за тематикою дослідження показав необхідність вдосконалення методик з оцінки впливу геометричних та механічних параметрів кінематичних ланок підвісок типа Макферсон на такі експлуатаційні властивості легкового автомобіля, як стійкість руху та керованість. Зі великої сукупності зв'язків між ланцюгами підвіски та несучою системою автомобіля визначено необхідним оцінити вплив жорсткості додатково введенного стабілізатора та його довжини активної частини на теоретичний кут крену підресорених мас автомобіля.

Проведено аналіз існуючих конструкцій підвісок, визначені технічні вимоги та проведено розрахунок необхідної жорсткості стабілізатора для конструкції підвіски автомобіля ЗАЗ-1102.

На підставі обґрунтованої необхідності проведення експериментальних досліджень для визначення впливу ходу підвіски на кути встановлення коліс та вивчення характеристик жорсткості стабілізатора в залежності від його геометричних параметрів розроблена методика моделювання взаємодії кінематичних ланок підвіски в лабораторних умовах. Методика включає такі складові: складання імітаційної моделі підвіски автомобіля ЗАЗ-1102 з додатковим стабілізатором; визначення кутів розвалу і сходження коліс в залежності від ходу підвіски при прямолінійній русі; визначення впливу розмірів активної частини стабілізатора на його жорсткість; порівняння розрахункових даних кутової жорсткості з експериментальними даними нормальної жорсткості.

Отримано закономірності впливу ходу підвіски на кути встановлення колеса, що дає можливість оцінити рівень недосконалості руху кінематичних ланок. Так, ідеальна закономірність постіна, а реально, переміщення ланок приводить до зміни кута розвалу на 4,2 град при ході 80 мм, та зміни кута сходження на 0,43 град при ході 80 мм.

Порівняння теоретичних та експериментальних даних щодо закономірностей зміни теоретичної кутової та нормальної експериментальної жорсткості вказало на їх сходиність в межах зміни від 300 до 400 мм активної частини додатково введенного стабілізатора. Це свідчить про здатність запропонованої методики оцінювати кутову жорсткість методом масштабної подібності.

Пропонується вважати, що отримання збільшеної жорсткості модельованої системи підвіски з додатковим стабілізатором буде зменшувати зміни кутів встановлення коліс при ходах підвіски за рахунок зменшення кутів крену та поліпшувати керованість та стійкість руху автомобіля під час його експлуатації.

Напрямком подальшого розвитку отриманих результатів досліджень представляю таким.

По-перше, є потреба у здійсненні кількісної оцінки взаємної компенсації кута розвалу колеса та кута його сходження, які змінюються при ходах підвіски.

По-друге, є потреба у виявленні експериментальної можливості повної компенсації кутів встановлення коліс за рахунок зміни конструкції вузлів рульового приводу та їх розміщення.

По-третє, є потреба у проведенні експериментальних досліджень для виявлення впливу конструкції з'єднуючих ланок стабілізатора та їх розміщення на характеристику кутової жорсткості підвіски

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля. Москва.: Машгиз. 1947. 156 с.
2. Бухин Б.Л., Литинский Г.И., Шумаев В.В. Динамические характеристики пневматических шин. Москва.: ЦНИИТЭнефтехим. 1982. 69 с.
3. Фалькевич Б.С, Абдеев Р.ф., Губа В.И. Влияние стабилизирующего момента шин на управляемость и устойчивость автомобиля //Экспресс-информация "Конструкции автомобилей" / НИИНавтопром. Москва, 1985.№ 5. С. 12-18
4. Бахмутов С.В. Научные основы параметрической оптимизации автомобиля по критериям управляемости и устойчивости: дис. ...д.т.н. Москва, 2001. 320 с.
5. Гинцбург Л.Л., Трикоз А.А., Вендель В.Е. Улучшение характеристик распределительных устройств гидравлических усилителей рулевого управления // Автомобильная промышленность. 1979. №3. С. 16-17.
6. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. Москва.: Машиностроение, 1984. 168 с.
7. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. Москва.: Машиностроение. 1978. 216 с.
8. Дик А.Б. Расчет стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса при движении с уводом: дис....к.т.н. Омск, 1988. 228 с.
- Иванов В. Г., Бутылин Г. В., Сяхович В. Э., Широков Б. Н. Об оценке сцепления колеса с дорогой// мехатроника, автоматизация, управление.2004. №9. С.47-56.
9. Active suspension system Режим доступа: https://en.wikipedia.org/wiki/Active_suspension - [электронный ресурс].
10. Jesse Crosse. MagneRide suspension: Design, development and applications.2014. Режим доступа: <http://www.autocarpro.in/features/design->

development-applications-magneride- suspension-6686 - [электронный ресурс].

11. Современные адаптивные подвески Режим доступа: <http://avtocrat.at.ua> - [электронный ресурс].

12. Вимоги які висувають до підвісок. Режим доступа: https://studopedia.ru/1_90215_trebovaniya-k-podveske.html - [электронный ресурс].

13. Подвеска на двух поперечных рычагах. Режим доступа: <http://podveska-avtomobilya.ru/podveskf-na-dvojnyx-poperechnyx-rychagax.html> - [электронный ресурс].

14. Подвеска автомобиля. Режим доступа: https://uk.wikipedia.org/wiki/подвеска_автомобиля - [электронный ресурс].

15. Рязанцев В.И, Альсаламех Бальсам.Стабилизация вертикальной реакции дороги на колесо при движении по периодическому профилю дороги // Известия МГТУ «МАМИ»(Научный рецензируемый журнал). 2016. № 4(30). С.57-65.

16. Технічні характеристики автомобіля ЗАЗ 1103 «Славута» <http://www.ukr-autoblog.net/tehnichni-xarakteristiki-avtomobiliv/tehnichni-xarakteristiki-zaz/1103-slavuta/>

17. Плавность хода. Нормы. Режим доступа: <https://studfiles.net/preview/2548076/page:32/> - [электронный ресурс].

18. Расчет угловой жесткости подвески. Режим доступа: http://studbooks.net/2387713/tehnika/raschet_podveski - [электронный ресурс].

19. Семенов, Н.В. Исследование поперечных колебаний автомобиля / Н.В. Семенов, В.Е. Ролле, А.Г. Семенов // Автомобильная промышленность. – 2008. №7. С.31-33.