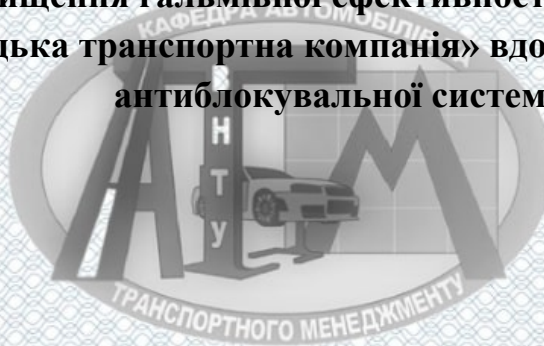


Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи

на тему «**Підвищення гальмівної ефективності транспортних засобів
КП «Вінницька транспортна компанія» вдосконаленням роботи
антиблокувальної системи»**



Виконав: студент 2 курсу,
групи 1АТ-19м
спеціальності
274 – «Автомобільний транспорт»
Войтенко О.І.

Керівник: канд. техн. наук, ст. викл.
Галушак О.О.

Рецензент: _____

Вінниця – 2020 року





ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ГАЛЬМІВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ВДОСКОНАЛЕННЯМ РОБОТИ АНТИБЛОКУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ.....	9
1.1 Загальна характеристика комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія»	9
1.2 Задачі і функції автотранспортного парку комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія», його рухомий склад.....	12
1.3 Аналіз стану досліджень гальмівного управління колісних машин.....	16
1.4 Аналіз систем управління гальмівними силами	24
1.5 Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження.....	41
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЛЬМІВНОГО УПРАВЛІННЯ КОЛІСНИХ МАШИН.....	42
2.1 Типова математична модель об'єкта управління	42
2.1.1 Математична модель об'єкта «колесо-дорога»	42
2.1.2 Прямолінійний рух автомобіля і перерозподіл вертикальних реакцій	44
2.1.3 Математична модель гальмівного механізму	47
2.2 Аналіз впливу зміни вертикальних реакцій на об'єкті «Колесо-дорога» при антиблокувальному регулюванні	48
2.3 Вдосконалення алгоритму АБС з урахуванням перерозподілу вертикальних реакцій, особливості контуру «пов'язаного управління».....	54
2.4 Структура розробленого контуру управління.....	56
2.5 Базовий алгоритм блоку антиблокувального регулювання.....	58
2.6 Формування керуючої величини	61
2.7 Висновки до розділу 2	67
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ГАЛЬМУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ АБС ЗІ ЗВ'ЯЗАНИМ КЕРУВАННЯМ.....	70

3.1	Визначення впливу алгоритму пов'язаного управління на ефективність гальмування з АБС.....	70
3.1.1	Результати випробувань з визначення ефективності АБС	71
3.1.2	Непрямий метод визначення впливу алгоритму пов'язаного управління на стійкість автомобіля.....	75
3.1.3	Аналіз результатів дослідження	77
3.2	Шляхи вдосконалення алгоритмів антиблокувального управління автотранспортного засобу при індивідуальному управлінні	80
3.3	Розрахунок економічної ефективності.....	82
3.4	Висновки до розділу.....	84
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ		85
4.1	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	85
4.1.1	Технічні рішення з безпечної організації робочого місця.....	85
4.1.2	Електробезпека.....	87
4.1.3	Промислова безпека об'єктів з підвищеною небезпекою	87
4.2	Технічні рішення з гігієни праці і виробничої санітарії	89
4.2.1	Мікроклімат	89
4.2.2	Склад повітря робочої зони	90
4.2.3	Виробниче освітлення	93
4.2.4	Виробничий шум.....	94
4.2.4	Виробничі вібрації	94
4.3	Висновки до розділу 4	95
ВИСНОВКИ		96
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ		98
ДОДАТКИ		100

ВСТУП

Актуальність теми. Підвищення безпеки руху колісних машин – пріоритет сучасного автомобілебудування. Європейськими органами з безпеки дорожнього руху виділений ряд пріоритетних напрямків у впровадженні та розвитку систем активної безпеки (САБ): освітлення, гальмівне управління, керованість / стійкість, системи допомоги водієві.

Найпоширенішою САБ автомобіля в режимі гальмування є антиблокувальна система (АБС). Перша і основна задача АБС пов'язана з недопущенням блокування коліс під час гальмування, так як при блокуванні колеса, відбувається втрата його сприйнятливості до поперечних сил, що призводить до критичних ситуацій (заметів або зносу).

Поява модифікованих законів управління обумовлено прагненням враховувати взаємозв'язку більшого числа поточних параметрів об'єкта управління. Виходячи з цього, розробники АБС для вибору параметрів системи використовують перераховані вище схеми для конкретного автомобіля з проведенням ряду доводочних робіт. Однак рішення задачі залишається у вигляді технічних прийомів, де регулювання відбувається по миттєвим параметрам, характеризує рух одиночного колеса в кожен момент часу. Для динамічної системи «автомобіль-колесо-дорога» характерно ієрархічна взаємодія між об'єктами «автомобіль» і «колесо-дорога», а зв'язок між зміною тиску в гальмівному приводі і уповільненням виражається як інерційних фільтр.

Так як АБС являє собою адаптивну систему управління, то чим більшої доступною інформацією володіє система, тим вище ймовірність правильної реалізації, знаходження і підтримки максимуму із забезпеченням стійкого кочення колеса. Тому вдосконалення роботи АБС є актуальним та потребує подальших досліджень

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалась відповідно до науково-дослідної тематики кафедри автомобілів та транспортного менеджменту Вінницького національного технічного університету і

є невід'ємною частиною досліджень пов'язаних з підвищенням безпеки дорожнього руху.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення ефективності гальмівного управління при індивідуальному антиблокувальному управлінні колесами.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати аналіз шляхів підвищення гальмівної ефективності транспортних засобів вдосконаленням роботи антиблокувальної системи»
- провести теоретичні дослідження гальмівного управління колісних машин
- провести аналіз впливу зміни вертикальних реакцій на об'єкті «Колесо-дорога» при антиблокувальному регулюванні
- вдосконалити алгоритм роботи АБС з урахуванням перерозподілу вертикальних реакцій, особливості контуру «пов'язаного управління»
- визначити впливу алгоритму пов'язаного управління на ефективність гальмування з АБС

Об'єкт дослідження – процес підвищення ефективності гальмівного управління при індивідуальному антиблокувальному управлінні колесами.

Предмет дослідження – показники антиблокувальної системи автомобіля.

Методи досліджень. Методологічною основою роботи є використання системного підходу, аналізу проблем з технічної, математичної і інформаційної точок зору. В роботі використовуються наступні методи досліджень: матричний аналіз, моделювання, ймовірно-статистичний та регресійний аналізи.

Наукова новизна одержаних результатів.

Отримано подальший розвиток методу розрахунку управління контуру АБС з індивідуальним керуванням.

Отримали подальшого розвитку математичні залежності моделі об'єкта «автомобіль-колесо-дорога»

Отримано подальший розвиток методу синтезу системи управління гальмівними силами колісних машин, що відрізняється від відомих методів, які використовують модель одиночного колеса, тим, що враховано взаємний вплив коліс кожної осі через перерозподіл вертикальних реакцій і взаємодію колеса з

опорною поверхнею при індивідуальному антиблокувальному регулюванні в вигляді алгоритму з перевірочними реверсами.

Практична значимість отриманих результатів.

Вдосконалено алгоритм управління тиском робочого тіла в гальмівних механізмах кожного колеса, який враховує взаємний вплив коліс кожної осі через перерозподіл вертикальних реакцій і взаємодію колеса з опорною поверхнею при індивідуальному антиблокувальному управлінні колесами автомобіля.

Достовірність теоретичних положень магістерської кваліфікаційної роботи підтверджується строгістю постановки задач, коректним застосуванням математичних методів під час доведення наукових положень, строгим виведенням аналітичних співвідношень, порівнянням результатів, отриманих за допомогою розроблених у роботі методів, з відомими.

Апробація результатів роботи. Деякі положення та результати роботи доповідались та обговорювались на регіональній науково-практичній інтернет-конференції студентів, аспірантів та молодих науковців «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи» (Вінниця: ВНТУ, 2020).

Публікації. Основні положення та результати досліджень за участі автора опубліковані в одній публікації [1].

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ГАЛЬМІВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ВДОСКОНАЛЕННЯМ РОБОТИ АНТИБЛОКУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ»

1.1 Загальна характеристика комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія»

Комунальне підприємство «Вінницька транспортна компанія» знаходиться за адресом: м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе. 29 Україна, 21036, а її структурні підрозділи розосереджені по всьому місту. Починаючи з 2009 року на підприємстві організували перевезення в межах міста пасажирів муніципальними автобусами. У 2014 році завершено будівництво муніципального автобусного парку КП «Вінницька транспортна компанія», який знаходиться за адресом: м. Вінниця, вул. Сабарівське шосе, 19. Кожного року автобусний парк КП «Вінницька транспортна компанія» оновлює та розширює свій рухомий склад та матеріально технічну базу на території якого розташувались муніципальні автобуси та транспортні засоби, які забезпечують функціонування підприємства, зокрема спеціалізований транспорт.

Предметом діяльності підприємства є:

- пасажирський наземний транспорт міського та приміського сполучення, у тому числі:
 - міський електричний транспорт (відповідно до Договору про організацію надання транспортних послуг з перевезень пасажирів міським електричним транспортом);
 - міський автомобільний транспорт загального користування;
- вантажний автомобільний транспорт;
- забезпечення експлуатації і функціонування аеродрому, будівель, споруд, інженерних мереж та інших об'єктів аеродромного обладнання, пасажирського та вантажного терміналів, а також засобів механізації і спеціалізованого транспорту';

- прийняття та відправлення повітряних суден із забезпеченням авіаційних перевезень пасажирів, вантажів, багажу та пошти необхідними засобами;
- допоміжне обслуговування авіаційного транспорту;
- технічне обслуговування та ремонт автотранспортних засобів;
- ремонт і технічне обслуговування інших транспортних засобів;
- надання послуг з перевезення речей (переїзду);
- транспортне оброблення вантажів;
- інша допоміжна діяльність у сфері транспорту;
- складське господарство;
- будівництво житлових і нежитлових будівель;
- будівництво доріг і автострад;
- будівництво трубопроводів;
- будівництво споруд електропостачання та телекомунікацій;
- будівництво інших споруд;
- електромонтажні роботи;
- монтаж водопровідних мереж, систем опалення та кондиціонування;
- інші будівельно-монтажні роботи;
- штукатурні роботи;
- покриття підлоги й облицювання стін;
- малярні роботи та скління;
- інші роботи із завершення будівництва;
- покрівельні роботи;
- ремонт і технічне обслуговування готових металевих виробів;
- ремонт і технічне обслуговування електричного устаткування;
- ремонт і технічне обслуговування інших машин та устаткування;
- установлення та монтаж машин і устаткування;
- надання в оренду й експлуатацію власного чи надання в суборенду орендованого майна;
- надання в оренду автомобілів і легкових автотранспортних засобів;
- надання в оренду вантажних автомобілів;

- надання в оренду будівельних машин і устаткування;
- надання в оренду інших машин, устаткування та товарів;
- управління нерухомим майном за винагороду або на основі контракту;
- діяльність готелів і подібних засобів тимчасового розміщення;
- діяльність інших засобів тимчасового розміщення;
- діяльність ресторанів, надання послуг мобільного харчування;
- виробництво готової їжі та страв;
- постачання інших готових страв;
- обслуговування напоями;
- інші види роздрібною торгівлі в неспеціалізованих магазинах;
- діяльність туристичних агентств;
- діяльність туристичних операторів;
- надання інших послуг бронювання та пов'язана з цим діяльність;
- діяльність інформаційних агентств;
- надання інших інформаційних послуг;
- друкування іншої продукції;
- інші види видавничої діяльності;
- діяльність лікарняних закладів;
- інша діяльність у сфері охорони здоров'я;
- видання довідників і каталогів;
- рекламна діяльність і дослідження кон'юнктури ринку;
- організація інших видів відпочинку та розваг.
- допоміжне обслуговування наземного транспорту, в тому числі:-
функціонування доріг, мостів, тунелів, паркувальних майданчиків, платних автостоянок або гаражів, стоянок для велосипедів, зберігання житлових автофургонів і причепів у зимовий період;
- утримання та поточний ремонт мереж електротранспорту: трамвайних, тролейбусних, фунікулерних, метро, тощо.

Вили діяльності, що потребують спеціального дозволу, здійснюються Підприємством за наявності відповідних ліцензій.

1.2 Задачі і функції автотранспортного парку комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія», його рухомий склад

Задачі і функції автотранспортного парку комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія» наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Задачі і функції автотранспортного парку

№	Задача	Функції
1	Транспортне перевезення пасажирів	<p>Організація перевезення пасажирів автобусами на маршрутах міста.</p> <p>Розробка маршрутів руху.</p> <p>Затвердження графіків робіт, обсягів перевезень з урахуванням конкретних умов.</p> <p>Визначення потреб автотранспортного парку, ремонтному устаткуванню, запасних частинах.</p> <p>Раціональне використання автобусів та іншої техніки відповідно до встановлених норм.</p> <p>Передача матеріально-технічних ресурсів на склади підприємства.</p> <p>Складання звітів виконання планів перевезення пасажирів.</p> <p>Організація, корегування і контроль за виконанням оперативних планів роботи з перевезення пасажирів за добу і зміну.</p> <p>Обробка перевізних документів, інформаційне забезпечення перевізного процесу і ведення встановлених форм звітності.</p> <p>Оформлення транспортної документації.</p> <p>Утримання рухомого складу транспортних засобів у технічно справному стані.</p> <p>Утримання у належному стані місць стоянок автобусів, автомобілів, автопід'їздів, та інших засобів.</p> <p>Ремонт і технічне обслуговування транспортних засобів, вузлів і деталей, підйомних механізмів та іншого устаткування відповідно до встановленої технології.</p> <p>Придбання і створення запасів паливно-мастильних матеріалів, збереження і відпуск відповідно до встановленого порядку.</p>

Продовження таблиці 1.1

1	2	3
2	Удосконалення роботи автотранспортного парку	Розробка і виконання заходів, що забезпечують: усунення причин передчасних повернень транспортних засобів з ліній через технічні несправності. Проведення заходів щодо попередження скарг пасажирів при перевезеннях.
3	Господарська і економічна діяльність підрозділу	Комунальне підприємство «ВТК» формує собівартість перевезень на транспорті у відповідності з Методичними рекомендаціями, затвердженими Наказом Міністерства транспорту України № 65 від 05.02.2001р. Тариф на перевезення затверджується відповідним розпорядженням облдержадміністрації і переглядається за пропозицією підприємства при зростанні витрат. Підприємство визначає перспективи розвитку підрозділу, прогнозує та планує його діяльність, виходячи з необхідності забезпечення виконання планів по перевезенню. Система та розміри оплати праці працівників підрозділу встановлюється підприємством-засновником. Працівники підрозділу підлягають загальному соціальному страхуванню та страхуванню від нещасних випадків на транспорті у відповідності з Колективним договором та чинним законодавством України

В автотранспортному парку комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія» налічується 66 автобусів великої пасажиромісткості, що здійснюють пасажирські перевезення в м. Вінниця. З них автобусів Богдан А70132 – 30 од., Богдан А70130 – 4 од., Богдан А70110 – 16 од. та автобусів ЛАЗ – А183 – 8 од. 8 автобусів АТАМАН (ISUZU) А092G6 та 1 електробус Skywell. Дані автобуси працюють на газовому паливі та електротязі. Автобуси мають понижену підлогу та спеціальний пандус для людей на візках і розраховані для перевезення 42-х пасажирів. Також на підприємстві є 37 одиниць транспортних засобів серед яких легкові автомобілі (в тому числі два електромобілі), автофургони, автокрани, вантажні та спеціальні автомобілі для обслуговування електричних мереж для трамваїв та тролейбусів.

Загальний перелік транспортних засобів автотранспортного парку КП «ВТК» представлено в табл. 1.2-1.3.

Таблиця 1.3 – Перелік транспортних засобів автотранспортного парку КП «ВТК»

№ п/п	Державний номерний знак, автомобіль	№ п/п	Державний номерний знак, автомобіль
	30-51 ВИП, ГАЗ-520МЕ		75-75 ВИП ЗІЛ-43610 АТ532
	АВ 48-86 СТ, ГАЗ-53		АВ 15-07 АВ МАЗ КС
	АВ 48-94 СК, ГАЗ-3321 418		АВ 49-60 СТ ГАЗ-3301
	АВ 49-70 СТ, ЗАЗ-1102 47		АВ 49-61 СТ ГАЗ-3302
	АВ 48-96 СТ, ВАЗ-2107		АВ 49-62 СТ ЗІЛ ММЗ-554
	АВ 55-32 ВВ, ДЕО Ланос		АВ 49-63 СТ ЗІЛ ММЗ-554
	АВ 46-49 АО, ГАЗ-3309		АВ 49-64 СТ ЗІЛ-133ГЯ КС3575
	АВ 46-66 СР, ВАЗ-21063		93-91 ВИП ММЗ-4501 АТ-70
	АВ 55-57 ВХ, ЗАЗ VIDA		АВ 49-73 СТ ЗІЛ-431610
	А		АВ 49-66 СТ ГАЗ-53
	74-52 ВИП ЗІЛ-431610		АВ 49-68 СТ ЗІЛ-130
	АВ82-96ЕК ЗІЛ тягач		75-73 ВИП ЗІЛ-431610
	АВ 20-79 ХК Напівпричіп бортовий-Е		АВ 54-96 ВХ КрАЗ-256Б
	АВ80-52ХК Напівпричіп		93-92 ВИП ММЗ-4501 АТ-70
	АВ 49-52 СТ ЗІЛ ММЗ-4205 АТ-70		АВ 31-56 СІ ГАЗ 3309 АП-18-09
	АВ 49-53 СТ ЗІЛ ММЗ-4205 АТ-70		АВ 58-32 СМ ЗАЗ VIDA Cargo
	АВ 49-56 СТ ГАЗ АС 2705		АВ 25-02 СХ NISSAN LEAF (електромобіль)
	АВ 49-57 СТ ВАЗ-2121		АВ 10-90 ЕА RENAULT KANGOO (електромобіль)
	АВ 98-67 СА ВАЗ2107		

Таблиця 1.3 – Перелік автобусів автотранспортного парку КП «ВТК»

№ п/п	Державний номер	№ п/п	Державний номер	№ п/п	Державний номер
1	2	3	4	5	6
Богдан А70132					
1	AB0501AA	11	AB0519AA	21	AB0540AA
2	AB0502AA	12	AB0520AA	22	AB0542AA
3	AB0503AA	13	AB0521AA	23	AB0543AA
4	AB0504AA	14	AB0527AA	24	AB0544AA
5	AB0506AA	15	AB0528AA	25	AB0545AA
6	AB0507AA	16	AB0533AA	26	AB0546AA
7	AB0508AA	17	AB0535AA	27	AB0547AA
8	AB0516AA	18	AB0536AA	28	AB0548AA
9	AB0517AA	19	AB0538AA	29	AB0549AA
10	AB0518AA	20	AB0539AA	30	AB0511AA
Богдан А70130					
1	AB0193AA	3	AB0195AA	4	AB0196AA
2	AB0194AA				
Богдан А70110					
1	AB0197AA	7	AB0663AA	13	AB0672AA
2	AB0651AA	8	AB0664AA	14	AB0673AA
3	AB0652AA	9	AB0665AA	15	AB0676AA
4	AB0653AA	10	AB0667AA	16	AB0013AA
5	AB0654AA	11	AB0670AA		
6	AB0655AA	12	AB0671AA		
ЛАЗ – А183					
1	AB0662AA (A183Д1)	4	AB0674AA (A183Д1)	7	AB0679AA (A183Д1)
2	AB0668 AA (A183Д1)	5	AB0675AA (A183Д1)	8	AB0512AA (A183FO)
3	AB0669AA (A183FO)	6	AB0678AA (A183Д1)		

1.3 Аналіз стану досліджень гальмівного управління колісних машин

У сучасній науково-технічній літературі керування автомобілем в режимі гальмування розглядається виходячи з положення, що автомобіль

- це технічний засіб, що виконує деяку операцію, що собою являють сукупність упорядкованих дій, що класифікуються як визначені етапи, фази. Тому, метою управління автомобілем в режимі гальмування є забезпечення успішного виконання операції в цілому і, відповідно, всіх її етапів окремо. Для якісної оцінки гальмівної динаміки, прийнятих конструктивних рішень та впливу систем управління гальмівним приводом автомобіля Бухаріним. Н.А., ще в 1952 р, запропонована діаграма, що представляє функцію залежності уповільнення або гальмівних зусиль, прикладених до автомобіля, від часу. На рис. 1.1, представлена спрощена діаграма, яка застосовується для аналізу процесу гальмування колісних машин.

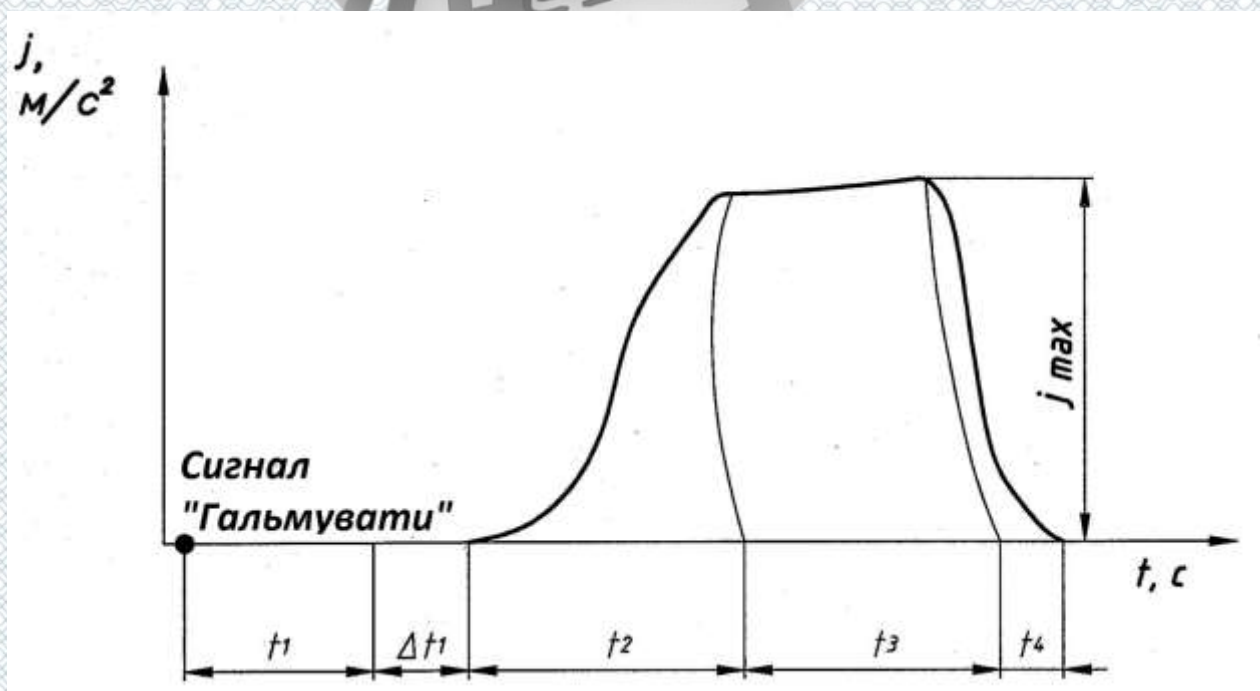


Рисунок 1.1 – Гальмівна діаграма

Діаграма розділена на ділянки, що представляють режими або фази гальмування, тобто характеристики процесу гальмування і особливості гальмівної системи: за час t_1 , зване часом реакції, водій усвідомлює необхідність гальмування і

переносить ногу з педалі акселератора на педаль гальма. Час реакції водія залежить від його кваліфікації, індивідуальних якостей, психологічного стану і інших причин. Час Δt_1 , необхідне для вибирання зазорів, і переміщення всіх деталей приводу, і гальмівних колодок, називається часом запізнювання. За час t_2 , наростання кривої уповільнення, відбувається збільшення гальмівної сили до граничного значення (перехідний процес). Час t_3 відповідає етапу гальмування автомобіля при постійній величині гальмівної сили (повної інтенсивності) і залежить від безлічі факторів: дорожніх умов, швидкості руху і т.д. При гальмуванні з метою повної зупинки автомобіля час t_4 (час розгальмовування гальмівного приводу) до уваги не береться.

У загальному випадку колісна машина робить досить складні кінематичні рухи, а представлення автомобіля виражається складною багатомасовою структурою, що спричиняє переміщення компонентів один відносно іншого [2]. В структурі об'єкта «автомобіль-колесо-дорога» можна виділити як голономні, так і не голономні зв'язки [1]. Різні компоненти, в тому числі і компоненти гальмівного приводу, мають свої перехідні процеси, що призводить до накладання та переміщення кривих. Для дослідження, формування та аналізу вже існуючих рішень, зокрема гальмівного управління, більшість дослідників [2, 3] розглядають об'єкт «автомобіль-колесо-дорога» як ієрархічну структуру (рис. 1.2), де динаміка ланки нижнього рівня «колесо-дорога» накладає зв'язки, які взаємодіють з ланкою верхнього рівня - «автомобіль», і має зворотний зв'язок на ланку нижнього рівня. Даний підхід опису об'єкта, часто користуються при моделюванні робочих процесів об'єкта «автомобіль-колесо-дорога» на віртуальних машинах.

Ґрунтуючись на такій структурі відбувається дослідження гальмівного управління та його впливу на динаміку об'єкта «автомобіль-колесо-дорога». Такий підхід дозволяє розділяти досліджуваній об'єкт на складові підсистеми, де динаміка кожного компонента розглядається окремо, глибоко вивчається, а загальна поведінка оцінюється накладенням ієрархічних взаємозв'язків на об'єкт з рівнем деталізації достатнім для практичного застосування, формуючи тим самим замкнуту ієрархічну структуру.

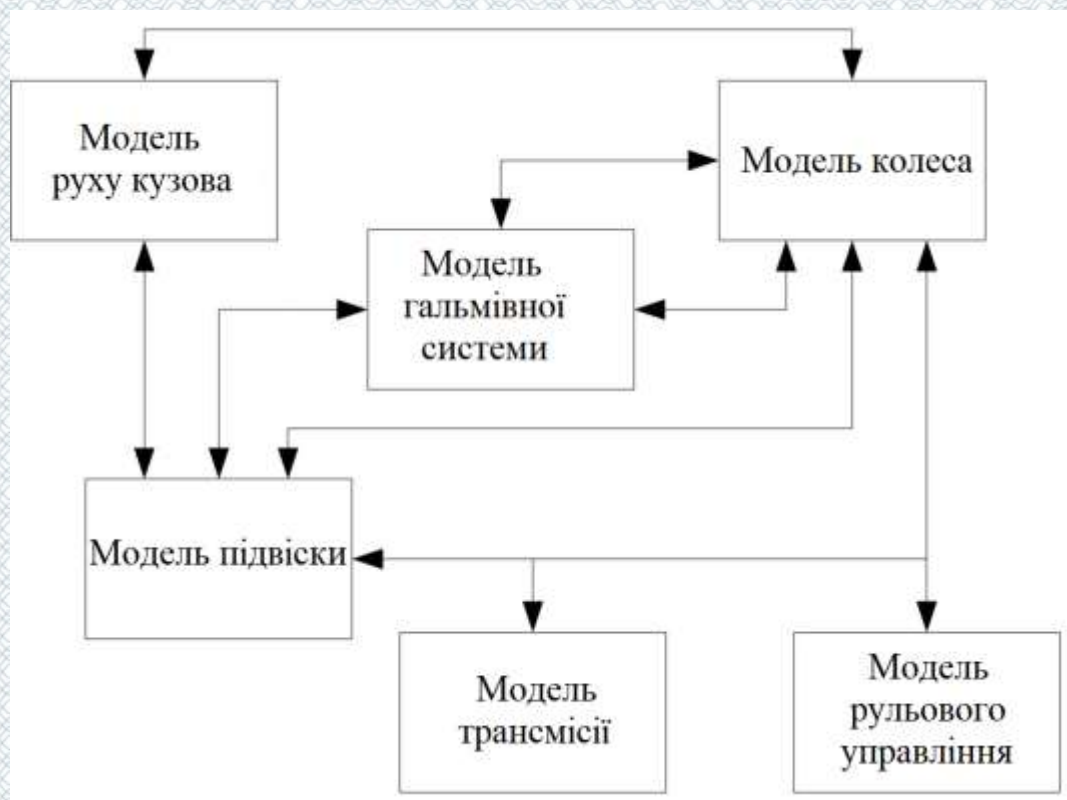


Рисунок 1.2 – Ієрархічна структура об'єкта управління

Незважаючи на всю різноманітність транспортних засобів та їх динамічну індивідуальність загальним для більшості з них є та обставина, що сучасні гальмівні системи здатні блокувати колеса. Блокування коліс хоча б однієї з осей викликає повну втрату сприйнятливості колеса до поперечних сил, пов'язану з особливістю взаємодії об'єкта «Колесо-дорога». Таку взаємодію одним з перших було досліджено В. Каммом, де отримано, що максимально дозволена поперечна сила R_y , діюча на одиночне колесо, залежить від векторної різниці максимальних сил зчеплення колеса з дорогою (визначаються як добуток вертикальної реакції R_z на коефіцієнт зчеплення з опорною поверхнею φ_{max}) і тангенціальною сили R_x , що визначає реакцію на створюваний момент гальмівними механізмами. На рис. 1.3. представлена так звана «Коло Камма», що ілюструє граничні умови по зчепленню для сил в контактї колеса з дорогою, які визначаються виразом:

$$\sqrt{R_x^2 + R_y^2} \leq \varphi_{max} R_z \quad (1.1).$$

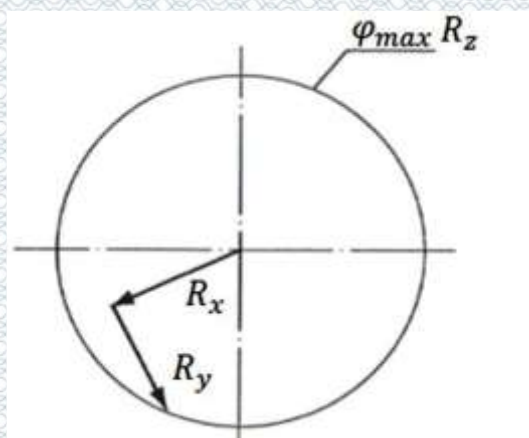


Рисунок 1.3 — «Коло Камма»

Варто особливо відзначити, що на об'єкт управління «колесо-дорога» практично завжди діють поперечні сили. Загальна класифікація сил, представлена в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Класифікація поперечних сил діючих на об'єкт «Колесо-дорога»

Причина виникнення поперечної сили на колесі	Величина поперечної сили в частках від вертикальної реакції, що припадає на колесо.
Нишпорення на прямій дорозі	0,10. . . 0,23
Відведення від кутів установки коліс	0,04. . . 0,07
Порушення геометрії ходової частини	0,12
Асиметричність шин	0,05. . . 0,10
Поворот, маневрування	0,31. . . 0,36
Екстрене гальмування з маневруванням	0,38. . . 0,44
Незбалансованість гальмівних зусиль по колеса	0,06. . . 0,09
Поперечний ухил дороги	0,015. . . 0,025
Бічний вітер	0,18

Втрата сприйнятливості до поперечних силам призводить до критичних ситуацій: заносам або зносам. В роботі Фрумкіна А.К. показано, що при випереджальному блокуванні коліс задньої осі виникає прогресуючий занос, а

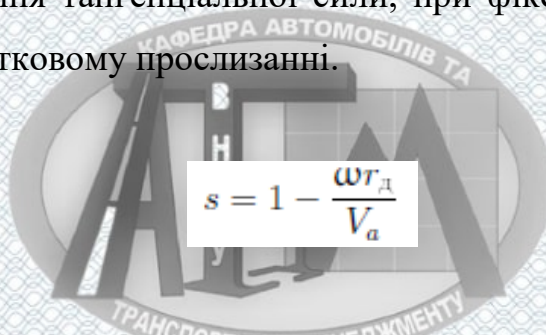
випереджаюче блокування коліс передньої осі призводить до втрати керованості: «Занос передньої осі автоматично гаситься, і автомобіль в цьому випадку прагне до прямолінійного руху по дотичній до радіусу повороту». Прогресуючий занос задньої осі, в разі відсутності керуючих коригувань, призводить до виникнення «точки неповернення»: «при блокуванні задніх коліс, коли відхилення від прямолінійного руху перевищує 20° , занос не вдається ліквідувати навіть за рахунок повного припинення гальмування».

Оскільки рух автомобіля з заблокованими колесами, як правило, хиткий і некерований, з'явилася необхідність в застосуванні на автомобілі систем автоматичного управління (САУ) гальмівними силами. Управління гальмівними силами на колесах автомобіля є одним із способів зміни фаз об'єкта «автомобіль-колесо-дорога», що включає в себе: динаміку пневматичних і гідравлічних приводів, теорію стійкості [4] (перший і другий метод Ляпунова), теорію оптимізації [4] і теорію адаптивного регулювання. САУ гальмівними силами формують так званий вектор управління і забезпечують ефективність гальмування зі збереженням стійкості автомобіля. Первинно, розробка САУ гальмівними силами була спрямована на статичне регулювання гальмівних сил, викликаних неодноразово блокуванням коліс передньої і задньої осі. Основна вимога до якості гальмівного управління формулюється у вигляді: «гальмування повинно раціонально розподілятися по осях автотранспортного засобу з урахуванням мас, що припадають на ці осі, і динамічного перерозподілу навантажень при гальмуванні». Дане положення може бути забезпечено тільки застосуванням систем автоматичного регулювання, як відзначав і Чудаков Е.А.: «Пропорційність гальмівних сил на колесах нормальним реакціям може бути досягнута застосуванням автоматів, що регулюють величину гальмівних сил відповідно до вертикальним навантаженням, що припадає на вісь».

Подальші дослідження поклали рекомендації, що випереджаюче блокування коліс передньої осі менш критично, які знайшли відображення в науково-технічній літературі і регламентах, нормативних документах: правила ЄЕК ООН №13 додаток 10 [16] для вантажних автомобілів і правила ЄЕК ООН №13Н [15] для легкових автомобілів, де прийняті наступні рекомендації для категорії М1: «Для всіх варіантів

навантаження транспортного засобу крива реалізованого зчеплення задньої осі не повинна перебувати вище цієї кривої передньої осі». Системи, що забезпечують відповідність з регламентом [16] і з додатком 5 регламенту [15], представляють, в основному, механічні коригувальні пристрої програмного типу, не запобігаючи самого факту блокування коліс.

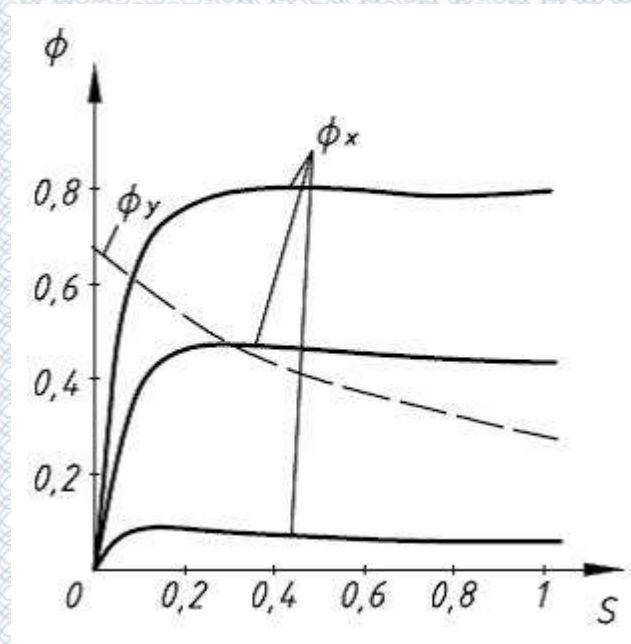
Крім втрати керованості-стійкості при блокуванні коліс значно знижується ефективність гальмування за рахунок припинення росту і подальшого зниження тангенціальної (R_x) сили. Дане явище пов'язане з особливістю роботи еластичної шини. Зростання гальмівного моменту викликає збільшення ковзання колеса (1.2), відбивається на величині реалізованої тангенціальної гальмівної сили, і максимальне значення тангенціальної сили, при фіксованій вертикальній реакції, досягається при частковому прослизанні.



$$s = 1 - \frac{\omega r_d}{V_a} \quad (1.2).$$

Так в роботі [9] опис контакту колеса з дорогою відбувається за допомогою моделі сухого тертя Кулона, що враховує так званий Штрібек-ефект: «в модель включається падаючу ділянку залежності контактної сили від швидкості центру області контакту, що відображає відмінність між силою тертя зрушення і максимальним значенням сили тертя ковзання». Однак, в теорії автомобіля, більшість дослідників [5] використовують нелінійну емпіричну характеристику залежності коефіцієнта зчеплення в поздовжньому напрямку від коефіцієнта відносного ковзання (рис. 1.4), що отримується в результаті спеціальних стендових або дорожніх випробувань. У більшості випадків, для вирішення обчислювальних задач використовується так звана модель Пацейкі (Magic Formula).

Одна з гіпотез, що описують фізичне явище «...полягає в припущенні, що при будь-якому коченні пружного пневматичного тіла має місце локальне використання максимально можливої сили взаємодії (зчеплення) шини з опорною поверхнею R_x^E (рис. 1.5).

Рисунок 1.4 – $\phi - s$ діаграма

Дана умова впливає з нерозривності механіки суцільного середовища і справедливо для пари тертя, що представляє об'єкт «колесо-дорога».

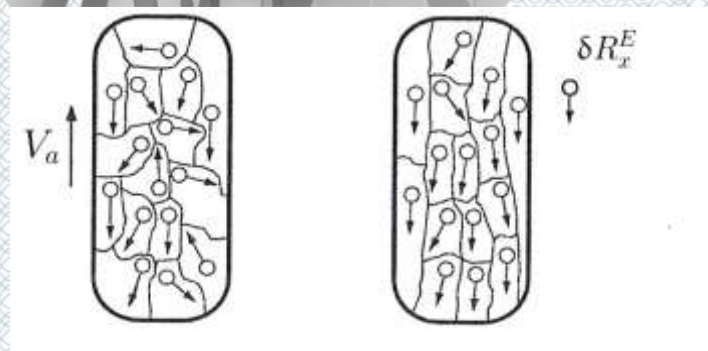


Рисунок 1.5 – Зображення локалізації сил

Напрямки дії сили R_x^E в локальних областях контакту різні. З цього випливає пояснення відмінності реальної сили R_x і потенційної:

$$R_x^E = \int_{S_{\text{контакт}}} \delta R_x^E dS_{\text{контакт}} \quad (1.3).$$

При певному просковзуванні реальна сила R_x досягає свого потенційного значення. Це відповідає максимуму можливої тангенціальної сили.

Виходячи з відносного положення зображає точки, в до- або після екстремальній зоні, виділені області стабільної і не стабільної дії сили R_x , тобто область стійкого і нестійкого кочення колеса (Рис. 1.6).

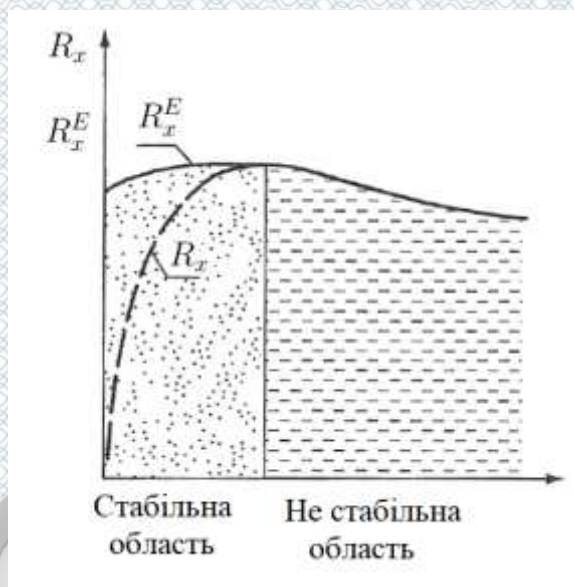


Рисунок 1.6 – $\varphi - s$ діаграма з зонами стійкості

Тому, другим завданням створення систем управління гальмівними силами, було прийнято напрямок боротьби з самим фактом блокування, ідеологія якого полягає в забезпечення руху об'єкта «колесо-дорога» в режимі гальмування в стійкій області $\varphi - s$ діаграми (стабільна область рис. 1.6), що дозволяє забезпечити максимум ефективності використання сил зчеплення, що приводить до мінімуму гальмівного шляху. Рішення даної проблеми було реалізовано у вигляді САУ, званої антиблокувальною системою (АБС). Антиблокувальним регулюванням в різні роки займалися як велика кількість вчених. Принципово, завдання АБС полягає в періодичній (циклічній) зміні гальмівного моменту так, щоб ковзання колеса утримувалося в певному діапазоні, з метою запобігання блокування коліс.

Використання САУ гальмівними силами отримали таку особливість: накладення режимів управління один на одного, яке полягає в використанні не тільки перехідних фаз коліс однієї з осей, а й коригування дії системи автоматичного управління за допомогою додаткових управлінь. Наприклад, на початку гальмування відбувається зростання тиску в контурі відповідно до законів,

закладеними програмним регулятором гальмівних сил (РГС), що забезпечують певний перехідний процес по наростання тиску в колесах передньої і задньої осі. При виході колеса з зони стійкого кочення на режим роботи регулятора гальмівних сил накладається режим роботи антиблокувальної системи. Також, водій може провести втручання в роботу АБС знизивши зусилля натискання на педаль гальма. Застосування САУ гальмівним приводом, в цілому, впливає на динаміку автомобіля, внаслідок чого ефективність гальмівного управління, а також адекватність прийнятих рішень потребують застосування оціночних параметрів.

В якості таких показників оцінки ефективності гальмівної системи була запропонована велика кількість критеріїв: питома гальмівна сила [9], коефіцієнт ефективності гальмування [10], найбільш часто використовуваний коефіцієнт використовуваного ваги. У той же час все більше виробників розробляють системи електронного регулювання гальмівних сил, які реалізовані на загальному виконавчому і логічному пристрої з АБС, що привело до перегляду необхідних критеріїв ефективності. Так наприклад, оцінка ефективності згідно з додатком 5 правил 13Н [15] і додаток 10 правил 13 [16] носить тільки аналітичний характер і не вимагає підтвердження в результаті дорожніх випробувань. Не варто залишати в стороні і той факт, що після об'єднання АБС з РГС з'явилося наступне накладення рішень - система помічника гальмування (допомоги при гальмуванні) (brake assistance). Такий тип управління при якому як водій, так і інші системи за допомогою своїх органів управління вчиняє дії, спільні з діями інших систем автоматичного управління гальмуванням, так зване «Поєднане управління».

1.4 Аналіз систем управління гальмівними силами

Розробки САУ гальмівними силами, які представляють як РГС, так і АБС, і пристроїв, що забезпечують активну безпеку автомобіля, супроводжувалися значними дослідженнями гальмівної динаміки, динаміки управління автомобіля і гальмівного управління в цілому. Дослідження проводилися такими дослідниками: Антоновим Д.А., Балабіним І.В., Бухаріним Н.А., Бриковим А.С., Гольдівом Б.В., Генбомом Б.Б., Гуревичем Л.В., Дем'янюком В.А., Дигалом В.Г., Ілларіоновим В.А.,

Петровим М.А., Скутневим В.М., Смирновим Г.А., Фалькевичем Б.С., Фаробіним Я.Є., Федосовим А.С., Ф Burckhardt M., Kindl W., Engler G., Henker E., Neu H.-J., Leber H., Czinczel A., Gauss F., Damberg E., Lister R., Stump E., і іншими.

Дані дослідження дозволили виділити основні положення розроблених систем гальмового управління: розробка регуляторів заснованих на статичних дослідженнях (РГС), формує закони управління виходячи з квазістатичного уявлення об'єкта «автомобіль-колесо-дорога»; розробка динамічних регуляторів, найпоширенішими з яких є АБС. Загальна класифікація САУ гальмівними силами представлена на рис. 1.7. Обидва напрямки (статичні і динамічні системи гальмівного управління) охоплюють основні галузі теорії гальмування автомобіля: дослідження кочення колеса; стійкість руху загальмованого колеса; оптимізація параметрів гальмівної системи; дослідження систем автоматичного регулювання.



Рисунок 1.6 – Структурна схема САУ гальмівним приводом

Дані дослідження дозволили сформувавши загальні принципи до методів розрахунку статичних систем розподілу гальмівних сил, наприклад: оптимізацію параметрів гальмівної системи і проектування регулятора [11]; критерій оптимізації з вибором способу регулювання на підставі розподілу характеристик статичного розрахунку (ідеального розподілу тиску); визначення параметрів гальмівних механізмів в різних режимах гальмування [12]. Сукупність досліджень показує, що

загальна методика розрахунку базується на статичних дослідженнях систем автоматичного регулювання тиску, а поглиблення даного напрямку відбувається в науково технічній літературі в напрямку обліку все більших умов для статичної моделі дослідження зміни плечей докладання зусиль [13], тобто облік перерозподілу мас автомобіля (дрейф центру мас) за рахунок піддатливості підвіски, розрахунки з використанням гіпотези про перерозподілу реакцій тільки за рахунок підресорених мас та інші. Дослідження динамічних регуляторів використовує сформовану модель для одиночного колеса керуванням, що забезпечує рух в стійкій зоні $\varphi - s$ діаграми.

Статичні системи управління гальмівним приводом

Застосування систем розподілу гальмівних сил дозволяє підвищити активну безпеку автомобіля при збереженні, або навіть підвищенні, ефективності гальмування, так само призводить до збереження стійкого руху транспортного засобу. Багаторічний досвід використання таких систем привів до реалізації безлічі конструкцій регуляторів, описаних в роботі [13].

Статичні регулятори розділені на п'ять основних способів регулювання тиску робочого тіла в задньому контурі гальмівної системи:

1. Регулятори з фіксованою точкою включення. Робота регулятора має фіксовану точку включення і не залежить від величини навантаження на транспортний засіб. Зміна тиску відбувається по хорді до ідеального розподілу гальмівних сил (застосовуються різного роду диференціальні клапани);

2. Регулятори з плаваючою точкою включення залежать від поточної статичної навантаження на задню вісь. Регулювання проводиться, також, по хордам до ідеального розподілу гальмівних сил (застосовуються різного роду диференціальні клапани);

3. Клапани обмеження тиску з фіксованою точкою - це регулятори з постійною точкою включення і нульовим коефіцієнтом передачі. Вважається, що застосування таких регуляторів доцільно при великій кривизні ідеальної характеристики розподілу тиску - тобто для короткобазних автомобілів з високим центром мас;

4. Клапани обмеження тиску з плаваючою точкою включення, що забезпечує фіксацію тиску в залежності від поточної статичного навантаження на задню вісь. Доцільність застосування відповідає автомобілям як в ппЗ;

5. Променеve регулювання: характеристика зміни тиску відповідає сімейству променів, що залежать від статичної реакції на задню вісь. Основне застосування дані регулятори знайшли на вантажних автомобілях, з пневматичним гальмівним приводом (ЗІЛ і КамАЗ).

Поява динамічних регуляторів пов'язано, в основному, з бурхливим розвитком електроніки і здешевлення її собівартості, що дозволило серійно застосовувати такі високотехнологічні системи як АБС і спричинило витіснення механічних засобів регулювання. Це пов'язано, в основному, з низькою якістю управління, що реалізується механічними системами. В роботі, щодо променевих регуляторів, сказано: «застосована на автомобілях КамАЗ система регулювання гальмівних сил дає результати, які не відповідають вимогам Доповнення 10 Правил №13 ЄЕК ООН». В роботі [12] описано, що через наявність нестабільності і зміни параметрів, характеристики розподілу гальмівних сил перетворюються з ліній в широкі поля. На рис. 1.8 показані поля, розраховані авторами роботи для вантажного автомобіля категорії N2 в припущенні, що стабільні всі параметри, крім η , яке змінюється в межах ($\pm 5-7\%$), активна площа камер F ($\pm 7 - 9\%$). Зазначені розкид, на думку авторів, вважаються середніми для типових експлуатаційних режимів. Можливість, показана на рис. 1.8, «... перетину полів порожнього і повністю навантаженого АТС показує безглуздість регулювання по навантаженню ... ».

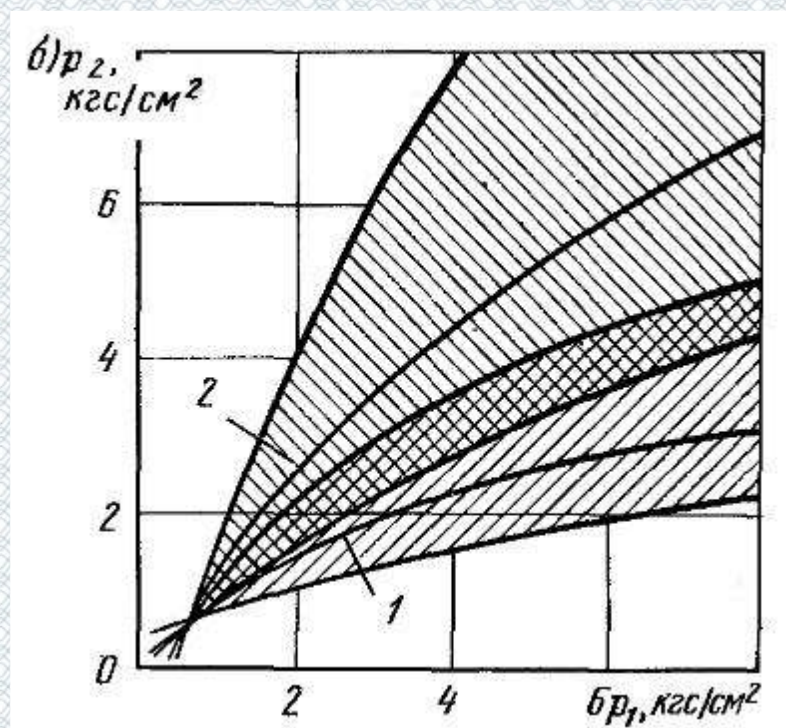


Рисунок 1.8 – Розкид показників через нестабільність гальмівних параметрів АТС

Даний факт був отриманий автором при проведенні сертифікаційних випробувань автомобілів ЗІЛ. Отримання одночасного доведення коліс до грані блокування вимагало додаткові настройки для кожного варіанта навантаження. Так само, комбіноване управління, застосування статичних РГС і АБС призводить до появи небажаних флуктуацій тиску на вході до виконавчого механізму – модулятора АБС. У разі динамічних регуляторів використовується інформація про динамічну поведінку транспортного засобу і кінематичних параметрах колеса, внаслідок чого системи виходять більш гнучкою і забезпечує більш високу якість управління.

Динамічні системи управління гальмівним приводом

За сучасним електронним регуляторам, деяка інформація зосереджена в патентах у вигляді блок схем, які не відображають суті алгоритмів. В роботі [13] представлений варіант, що дозволяє реалізовувати алгоритм ЕРГС на підставі квазистатичної моделі розподілу гальмівних сил автомобіля.

АБС є найпоширенішою на даний момент системою управління гальмівними силами, проте фірми Bosch і WABCO поставляють на ринок об'єднані системи РГС

+ АБС, де в рамках завдання управління гальмівними силами формуються різні закони управління.

Динамічні регулятори представлені в найпоширенішій системі АБС. Загальна ідея даної системи полягає в циклічному управлінні тиском коліс однієї з осі або індивідуально кожного колеса, забезпечуючи підтримання деякого оптимального гальмівного моменту. АБС як система управління, являє собою замкнутий контур (рис. 1.9).



Рисунок 1.9 – Структурна схема антиблокувальної системи: 1 – головний гальмівний циліндр (гальмівний кран); 2 – регулювальний клапан АБС; 3 – колісний гальмівний циліндр (гальмівна камера); 4 – колісний датчик; 5 – блок керування.

Реалізація алгоритмів АБС базується на наступній ідеї: максимальна гальмівна сила досягається в однозначно певній зоні ковзання колеса з опорною поверхнею (точка s 'рис. 1.10).

Цикл роботи АБС пояснюється на графіку рис. 1.10.

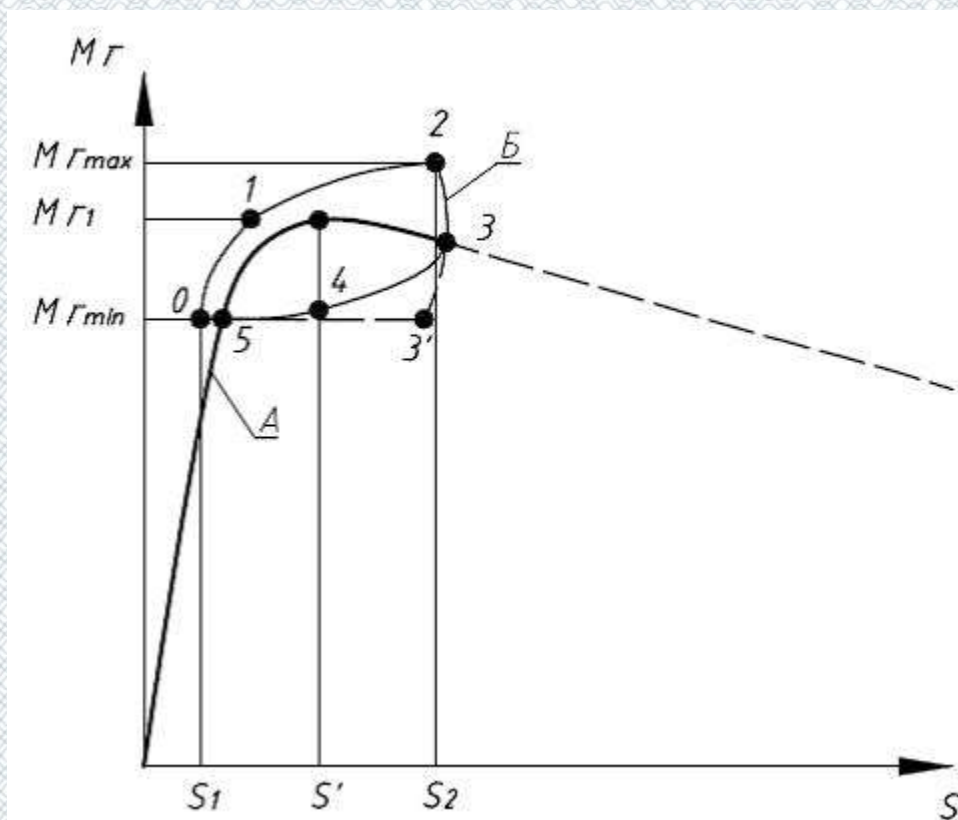


Рисунок 1.10 – Цикл роботи антиблокувальної системи

Тут крива А відповідає звичайному процесу гальмування, тобто зміни відносного проковзування від гальмівного моменту по зчепленню. Контур Б відповідає періодичному зміни моменту гальма при роботі АБС. При гальмуванні момент M_T зростає досить рівномірно від нуля до найменшої величини M_{Tmin} , при цьому уповільнення колеса збільшується так само рівномірно (до моменту M_{T1} , близького до максимального моменту по зчепленню), а потім різко зростає внаслідок розвитку прослизання колеса. У точці 2, що відповідає проковзуванню s_2 або уповільнення колеса j_{max} , вступає в роботу автоматичний регулятор, різко зменшує гальмовий момент до величини M_{Tmin} . Внаслідок цього уповільнення колеса в дуже короткий проміжок часу змінюється від максимальної величини, досягнутої в точці 2, до нуля в точці 3, а потім колесо починає обертатися прискорено до моменту, що визначається точкою 5. Максимум буде в точці 4. Надалі при ковзанні, відповідному точці 0, вступить в дію система регулювання, яка поступово доводить момент до максимального значення M_{Tmax} , і цикл роботи повторюється з певною частотою протягом всього процесу гальмування.

Як впливає з вищеописаного, антиблокувальне регулювання – це управління нелінійним об'єктом, що володіє складною взаємозв'язком між тертям і ковзанням. Ще однією перешкодою в управлінні є те, що лінійна швидкість колеса не може бути безпосередньо вимірюваною, і її необхідно оцінити, а визначення коефіцієнта тертя між дорогою і шиною вимагає складних датчиків або обчислень.

На підставі роботи [10] принципи регулювання підрозділяються на два класи: базові та модифіковані. До базових принципів регулювання відносяться чотири напрямки регулювання:

1. Індивідуальне регулювання (IR);
2. Непряме регулювання (InR);
3. Регулювання по високому порогу (SH);
4. Регулювання за низьким порогу (SL).

Принцип індивідуального регулювання (IR) полягає в роботі екстремального регулятора, коли кожне колесо автомобіля має індивідуальну гальмівну силу, відповідну дорожніх умов і необхідного коефіцієнту зчеплення рис. 1.11 а). Таким чином, оцінюючи стан системи «автомобіль-колесо-дорога», регулювання тиску в гальмівній камері або циліндрі керованого колеса здійснюється по індивідуальну каналу з індивідуально розрахованими темпом і частотою. Такий принцип реалізується оснащенням кожного колеса осі датчиком кутової швидкості і модулятором гальмівного тиску. IR принцип забезпечує високу ефективність гальмування при рівномірному завантаженні автомобіля і русі по однорідній поверхні дороги, так як забезпечується реалізація, близька до максимального гальмівного моменту на кожному з коліс. Використання IR принципу не забезпечує необхідної керованості і стійкості під час екстреного гальмування при бортовій нерівномірності (відмінності параметрів зчеплення по бортах автомобіля), маневруванні, нерівномірному завантаженні автомобіля або русі по дорозі з поперечним ухилом.

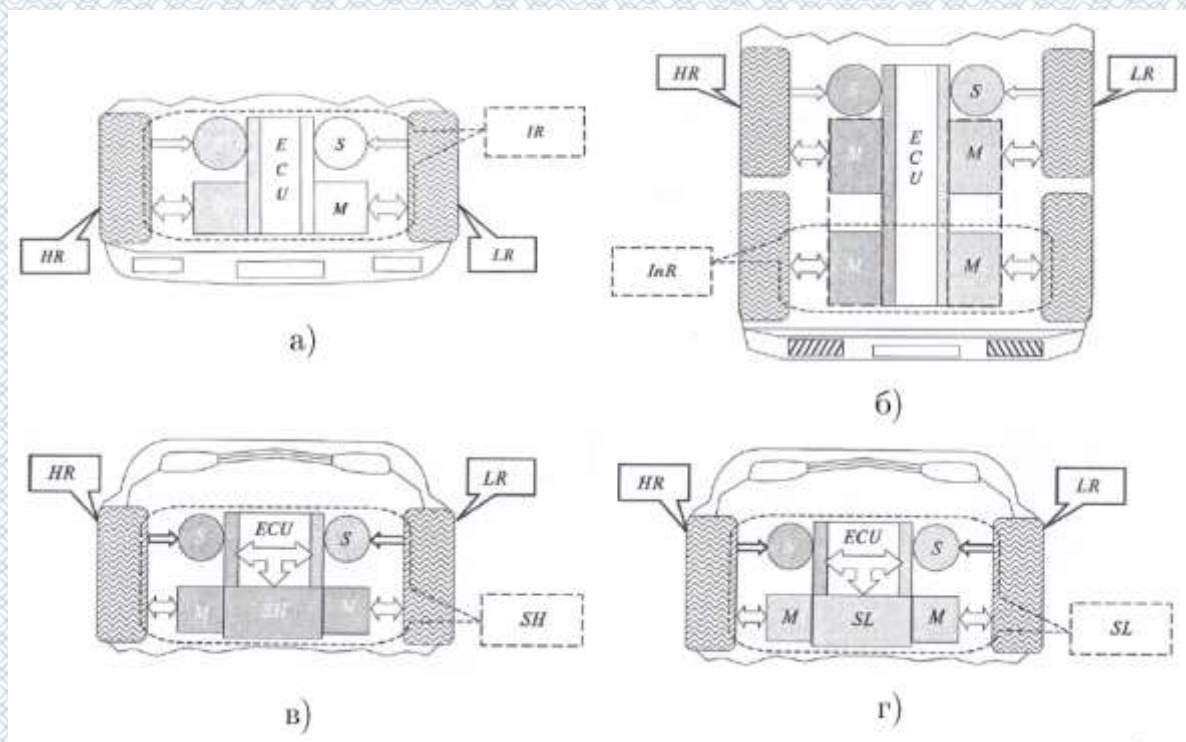


Рисунок 1.11 – Базові принципи антиблокувального регулювання:
 а) індивідуальне регулювання; б) непряме регулювання; в) регулювання по високому порогу; г) регулювання за низьким порогом.

Зниження керованості і стійкості, при індивідуальному регулюванні, ілюструється в роботі [9] на прикладі автомобіля з колісною формулою 4x2 і конфігурацією ABS 4S / 4M, IR + IR (чотири сенсора / чотири модулятора, всі колеса регулюються індивідуально), гальмуючого на дорозі з бортовою нерівномірністю. Через наростання різниці гальмівних сил на колесах правого і лівого борту керованої осі виникає момент сил, і автомобіль швидко «виштовхується» на частину дороги з більш високим коефіцієнтом зчеплення. Динаміка процесу може бути такою, що скорегувати рульовим керуванням, а, тим більше, утримати первісну траєкторію руху автомобіля вельми проблематично. У той же час, для коліс заднього моста автомобіля з коректно розподіленої, щодо центру мас, навантаженням, що виникає момент не зробить істотного впливу на стійкість при забезпеченні найкращого гальмівної ефективності, тому виробники ABS широко застосовують алгоритми за принципом IR для регулювання параметрів зчеплення коліс (крім коліс керованих мостів) автомобілів, автобусів і рідше – причіпного складу. Таким чином, використання IR на керованій осі може призвести до втрати керованості і стійкості

в більшості видів несприятливих дорожньо-експлуатаційних ситуацій, а застосування IR одночасно на обох мостах короткобазних автомобілів і на автомобілях з недовантаженою другою віссю загрожує небезпекою занесення.

Принцип непрямого регулювання InR для управління тиском в гальмівному механізмі колеса використовується інформація від іншого колеса (рис. 1.11 б). Цей технічний прийом розробників АБС дозволяє знизити вартість системи за рахунок скорочення кількості інформаційних каналів. Відсутність індивідуального датчика на керованому колесі дозволяє знизити вимоги до потужності процесора через скорочення розрахунково-логічних операцій, узгоджувальних вхідні і вихідні канали. Такий принцип регулювання традиційно застосовується для близько розташованих, однакових за конструктивними і експлуатаційним параметрам, коліс одного борту на некерованих мостах (що має місце для причепів і напівпричепів).

Регулювання по високому порогу SH (рис. 1.11 в)) забезпечує управління тиском в гальмівних механізмах коліс за параметрами колеса володіє максимальним потенціалом по зчепленню, тобто колеса знаходиться в найкращих умовах по зчепленню (навантаженні). Регулювання за низьким порогу SL організовано аналогічно регулюванню по високому порогу, але з тією різницею, що управління тиском відбувається за параметрами колеса знаходиться в найгірших умовах по зчепленню (рис. 1.11 г)).

Високопорогове регулювання забезпечує високу гальмівну ефективність, але найбільш погану керованість і стійкість на тих же причинах, що і для принципу IR. Низькопорогове регулювання має явні переваги в забезпечення керованості та стійкості, але при цьому збільшується гальмівний шлях, так як потенційні можливості коліс знаходяться в хороших умовах використовуються не повністю. Принципи SH і SL в «Чистому» вигляді не застосовуються в АБС, так як вони не є ефективними в умовах типу «мікст», при криволінійному русі і інших складних дорожньо-експлуатаційних ситуаціях.

З метою врахування взаємозв'язку великого числа поточних параметрів об'єкта управління, запобігання зриву управління або зниження собівартості оснащення транспортних засобів, базові напрямки регулювання піддалися модифікації і доопрацювання, що дало:

1. Модифіковане індивідуальне регулювання (MIR);
2. Непряме індивідуальне регулювання (InIR);
3. Непряме бортове регулювання (InSR);
4. Модифіковане осьове регулювання (MAR);
5. Модифіковане бортове регулювання (MSR).

Модифіковане індивідуальне регулювання MIR - принцип роботи АБС. Таке регулювання вимагає індивідуальні інформаційний та енергетичний канал для кожного колеса. Використання принципу MIR дозволяє досягати високої ефективності гальмування при русі по однорідній поверхні дороги і рівномірного завантаження автомобіля, так як можлива реалізація максимального гальмівного моменту на кожному з коліс. В той же час в умовах типу «мікст» при маневруванні, нерівномірному завантаженні автомобіля або русі по дорозі з поперечним ухилом гальмування за принципом MIR забезпечить достатню ефективність гальмування, необхідну керованість і стійкість, що важливо для регулювання коліс керованого моста (рис. 1.12 а)

MIR регулювання починається з принципу SL. На початку процесу гальмування, після збільшення тиску робочого тіла в виконавчих механізмах, колесо знаходиться в найгірших умовах по зчепленню починає швидко втрачати швидкість і прагне до блокування, входить в режим антиблокувального регулювання. У той час, як уповільнення (або прослизання) колеса, що знаходиться в найгірших умовах по зчепленню перевищує допустимий поріг, колесо знаходиться в найкращих умовах по зчепленню забезпечує стійкий рух в заданих межах, так як створеного тиску недостатньо для появи тенденції до блокування колеса. Алгоритм MIR, працює в даний момент за принципом SL, припиняє фазу підвищення і починає фазу зниження тиску для колеса, яке знаходиться в найгірших умовах по зчепленню і, одночасно, фазу витримки для колеса, яке знаходиться в найкращих умовах по зчепленню. При повторному проходженні порогу уповільнення (прослизання) колеса знаходиться в найгірших умовах по зчепленню, після того, як прискорення входить в допустимі межі, фаза зниження змінюється фазою витримки тиску і одночасно фазою зниження тиску для колеса, що знаходиться в найкращих умовах по зчепленню, яка через певний час зміниться фазою витримки. при досягненні

опорних значень колеса знаходиться, в найгірших умовах по зчепленню, для обох коліс почнеться синхронне чергування фаз підвищення і підтримки тиску. Наступні цикли організовані аналогічно з умовою поступового (циклічного) збільшення різниці тисків між колесами, що знаходяться в найгірших і найкращих умовах по зчеплення. За рахунок плавного переходу в процесі гальмування з принципу регулювання SL на принцип IR відбувається плавна зміна моменту інерції автомобіля щодо вертикальної осі і забезпечується можливість своєчасної його компенсації за рахунок рульового управління. Цим досягається необхідна керованість і стійкість. При цьому оптимально використаний потенціал по гальмівній ефективності.

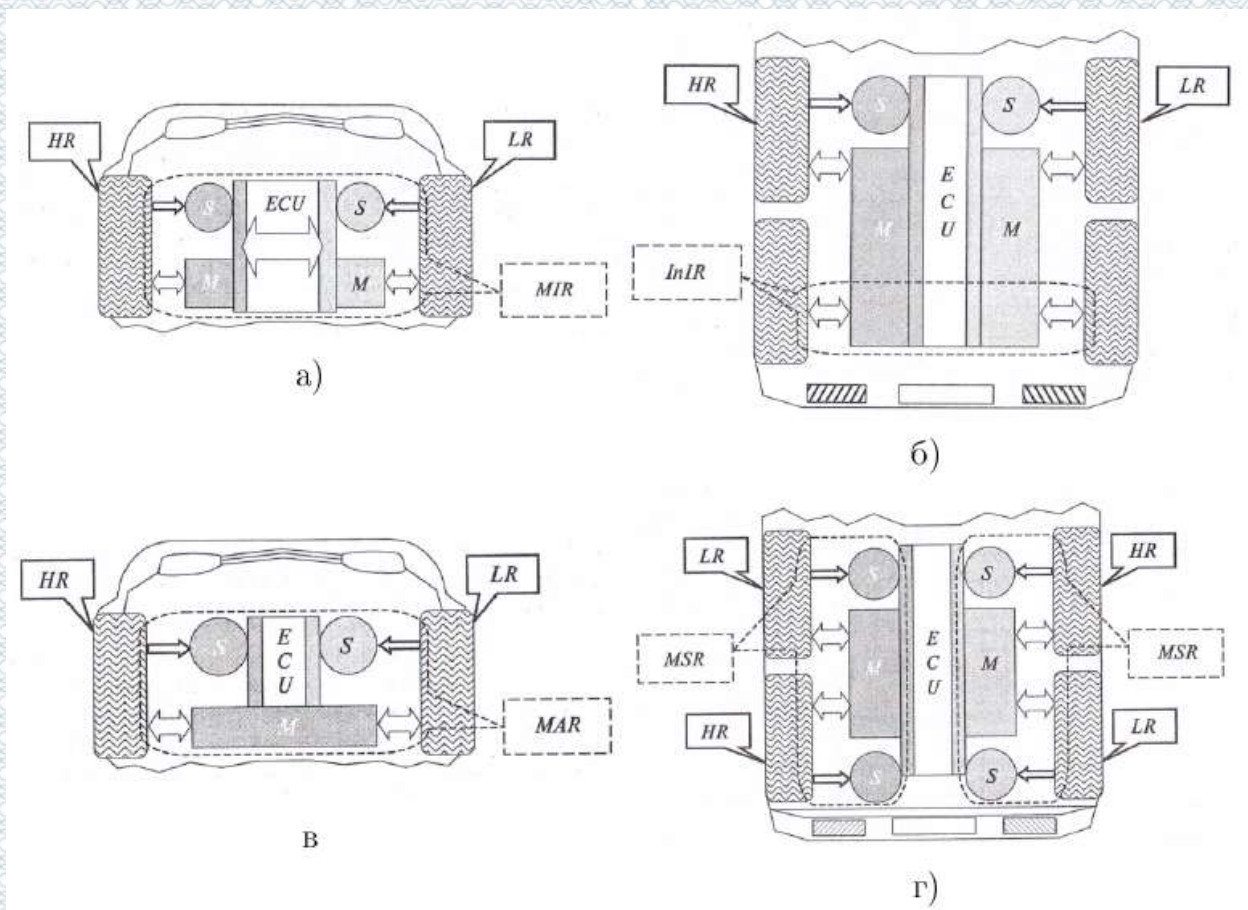


Рисунок 1.12 – Модифіковані принципи антиблокувального регулювання:

- а) модифіковане індивідуальне регулювання; б) непряме індивідуальне регулювання (непряме бортове регулювання); в) модифіковане осьовий регулювання; г) модифіковане бортове регулювання.

Непряме індивідуальне InIR (непряме бортове регулювання InSR) застосовуються на багатовісних напівпричепках і причепках (рис. 1.12 б)). InIR – організація регулювання за принципом IR коліс однієї осі, що мають прямий інформаційний канал (тобто індивідуальний датчик кутової швидкості колеса), в той час як управління гальмівним тиском кожного з них здійснюється від окремого модулятора, одночасно керуючого сусіднім, яке не має датчика колесом одного з ним борту за принципом InR.

Модифіковане осьове MAR і модифіковане бортове MSR регулювання використовують принцип SL. Обидва принципи пов'язані зі зниженням вартості АБС (рис. 1.12 в), г)) і застосовуються на багатовісних напівпричепках і причепках.

Часто принцип MAR використовуватися на керованому мосту автомобіля при формулі АБС 4S / 3M (4 датчика / 3 модулятора) і для легких напівпричепів, формула 2S / 1M (2 датчика / 1 модулятор). Для регулювання тиску в гальмівних механізмах пари коліс (однієї осі MAR або одного борту MSR) використовується один модулятор. У цьому випадку регулювання ведеться по колесу, яке володіє більшою тенденцією до блокування з цієї пари коліс, а тиск в гальмівних механізмах, колеса, що знаходиться в найкращих умовах по зчепленню, дорівнює тиску в гальмівних механізмах колеса, що знаходиться в найгірших умовах по зчепленню. Принцип MAR має невисоку ефективність гальмування і його застосування для кожного конкретного випадку та вимагає ретельної оцінки на відповідність нормативним документам. Принцип MSR має двоїсту природу: з одного боку, управління тиском в гальмівних камерах коліс одного борту проводиться по одному каналу (від одного модулятора), з іншого - управління модуляторами по бортах виконується незалежно (осьовий принцип IR для пар коліс по борту, керованих по SL).

Проведено аналіз конструктивних і програмних заходів для підвищення якості гальмівного управління колісних машин, який ілюструє різні ефекти представлені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Класифікація конструктивних і програмних заходів для підвищення якості гальмівного управління колісних машин

Принцип регулювання АБС	Переваги	Недоліки
IR	Висока гальмівна ефективність	Конструктивно складна і дорога схема. недостатнє забезпечення стійкості.
InR	Проста схема	Ефективно тільки для напівпричепів і причепів
SH	Висока гальмівна ефективність	Знижується стійкість автомобіля
SL	Сприяє збереженню курсової стійкості	Знижується гальмівна ефективність
MIR	Одночасне підтримку достатньою гальмівний ефективності та стійкості	Конструктивно складна і дорога схема
InIR (InSR)	Проста схема	Ефективно тільки для напівпричепів і причепів
MAR	Проста схема	Ефективно тільки для напівпричепів і причепів
MSR	Проста схема	Ефективно тільки для напівпричепів і причепів

Проведений аналіз науково-технічної літератури і патентний пошук показав, що дослідження щодо формування законів управління тангенціальними силами в залежності від величини ковзання колеса відбувається відокремлено від завдань формувань величини гальмівної сили в залежності від перерозподілу вертикальних реакцій. Це означає, що системи розподілення гальмівних сил працюють по програмно закладеним квазистатичним характеристикам, а системи динамічного

регулювання (АБС) розроблені з використанням фактичного (миттєвого) стану коліс по замкнутому контуру зворотного зв'язку. З'ясовано, що формування розподілу і управління гальмівним зусиллям в даний час формується в єдиному логічному елементі, що дозволяє підвищувати ефективність і стабільність гальмування колісних машин.

Слід зазначити, що нові підходи до створення алгоритмів АБС, потребують якісно інших принципів регулювання, які враховують ієрархічний взаємовплив об'єкта «автомобіль-колесо-дорога».

Параметри регулювання АБС

Для антиблокувального управління важливим є питання вибору параметрів регулювання, яке пов'язане з організацією керуючих дій. В деяких випадках, використовувані параметри регулювання отримали назву – «філософія регулювання». У науково технічній літературі виділено три напрямки, за якими будується слідкуюча частина АБС (рис. 1.13).

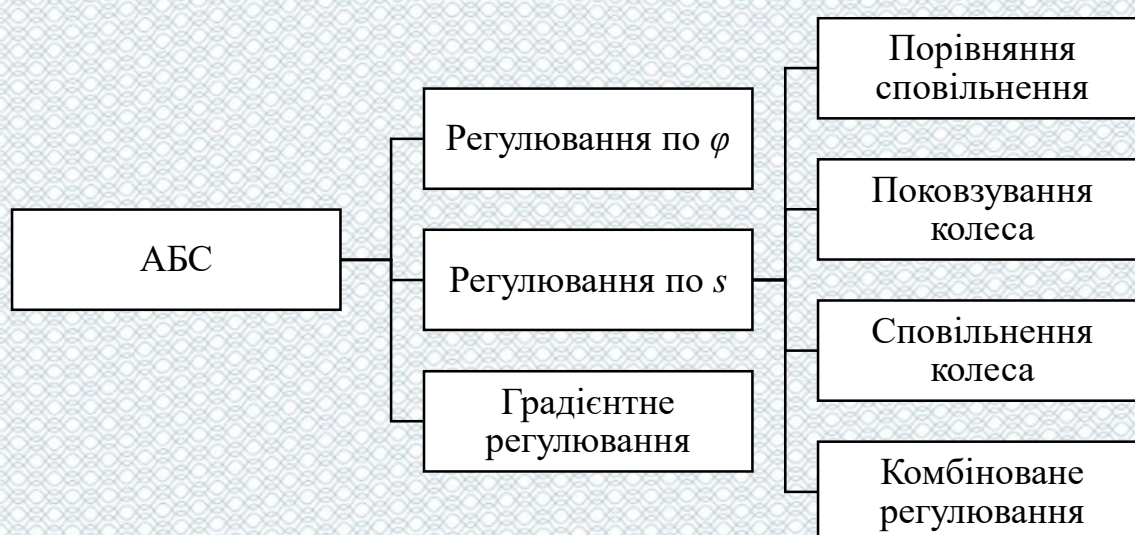


Рисунок 1.13 – Класифікація АБС за параметрами регулювання

Регулювання по проковзуванню (s -регулювання) передбачає формування вектора управління виходячи з відстеження зміни прослизання колеса, що дає

положення щодо максимуму $-s$ діаграми. В реалізованих алгоритмах АБС такий контроль здійснюється наступними способами:

- використання режиму рівності наведеного кутового уповільнення і його подальше підтримання в заданих межах;
- визначення відносного прослизання і його подальшої підтримки в заданих межах;
- використання порогового уповільнення гальмуючого колеса;
- комбіноване використання порогових значень відносного прослизання і уповільнення колеса.

Поява регулювання за коефіцієнтом зчеплення (φ -регулювання) було обумовлено неможливістю систем, що працюють по прослизанню, враховувати силове взаємодія і флуктуації параметрів в зоні контакту колеса з опорною поверхнею, які дають інформацію про величину тангенціальну силу. Системи регулювання за коефіцієнтом зчеплення вимагають значення гальмівної сили в зоні контакту колеса з опорною поверхнею або гальмівного моменту по зчепленню, що висуває серйозні вимоги до інформаційно логічної частини, що призводить до ускладнення АБС. У більшості випадків, це завдання вирішується прямим вимірюванням гальмівної сили (моменту) в контакті колеса з дорогою. Однак, даний метод не знайшов застосування в серійному виконанні.

Інший метод [16], який використовується компанією Bosch, заснований на аналітичному обчисленні колової сили з використанням інформації, яка вимірюється стандартною системою (тиск в робочих механізмах і кутова швидкість коліс).

Гradientне регулювання засноване на відстеженні області роботи колеса одночасно як у напрямку зміни коефіцієнта зчеплення (φ), Так і відносного прослизання (s). Зазвичай для таких систем параметром регулювання вибирають похідну коефіцієнта зчеплення з проковзуванням ($\frac{d\varphi}{ds}$).

Всі перераховані вище системи АБС об'єднує один факт, що для побудови алгоритму управління з будь-яким із запропонованих параметрів регулювання використовується модель одиночного колеса, наприклад в системах розроблених

фірмами Bosch і WABCO, а так же системах Ахметшина А.М. [2] і Нефедєва Я.М., що серійно встановлювалися на вантажні автомобілі ЗІЛ.

В роботі [13] доводиться використання моделі одиночного колеса і її застосування для плоскої моделі автомобіля, що отримала серійну реалізацію системи для автомобілів ЗІЛ з індивідуальним управлінням.

Гіпотеза полягає в тому, що об'єкт управління визначається $\varphi - s$ діаграмою повністю, отже він повністю ідентифікуємо, а основна інформація - абсциса глобального максимуму для тангенціальної сили, яка для одиночного колеса визначена залежністю:

$$R_x = \left(\frac{G_a l_2}{L_a} \pm G_a \frac{h_g j}{L_a g} \right) \varphi_x \quad (1.4).$$

Вирішуючи рівняння (1.4) щодо R_x , з урахуванням $R_x = G a \frac{j}{g}$, виходить:

$$R_x = \frac{\frac{G_a l_2}{L_a} \varphi_x}{1 \mp \frac{h_g}{L_a} \varphi_x} \quad (1.5).$$

Де функція (1.5) досліджено на екстремум, з використанням часткової похідною по проковзуванню:

$$\frac{\partial R_x}{\partial s} = \frac{\partial \varphi_x}{\partial s} \frac{\frac{G_a l_2}{L_a}}{\left(1 \mp \frac{h_g}{L_a} \varphi_x\right)^2} \quad (1.6).$$

Тим самим, вважається, що екстремум гальмівної реакції і коефіцієнта поздовжньої сили мають місце при одному і тому ж значенні відносного прослизання.

1.5 Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження

В першому розділі проведено огляд комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія». Визначено задачі і функції автотранспортного парку комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія». Проведено аналіз причин ДТП транспортними засобами підприємства. Велика небезпека виникнення ДТП виникає взимку при виїзді автобусів зранку на маршрут, оскільки дорожні служби ще не встигли почистити дороги від снігу та нанести реагенти для танення льоду. За цих умов від роботи АБС буде залежати чи зможе автобус зупинитись вчасно. Тому потрібно вдосконалити роботу АБС з ціллю зменшення гальмівного шляху та покращення керованості транспортного засобу при екстремому гальмуванні.

Проведений огляд і аналіз систем активної безпеки в режимі гальмування. Встановлено, що, на даний момент, існує ряд конструктивних і програмних заходів вдосконалення гальмівного управління автомобіля.

Завдання гальмівного управління розглядається в двох відокремлених варіантах:

по-перше – регулювання гальмівних сил з урахуванням перерозподілу вертикальних реакцій;

по-друге – управління колесом з урахуванням нелінійної взаємодії об'єкта «колесо-дорога». Однак, такий поділ об'єкта «Автомобіль-колесо-дорога», при вирішенні задач гальмівного управління, прибирає ієрархічні зв'язку, якими володіє реальний об'єкт дослідження.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЛЬМІВНОГО УПРАВЛІННЯ КОЛІСНИХ МАШИН

2.1 Типова математична модель об'єкта управління

Першочергово для формування і рішення задачі синтезу необхідна побудова математичної моделі. Під моделлю розуміється якийсь об'єкт-замінник, який, в певних умовах, замінює досліджуваний об'єкт-оригінал, відтворюючи найбільш істотні його властивості і забезпечуючи більшу зручність оперування [6]. Одне з основних вимог до моделі для проведення розрахунків - «функціональність», Тобто придатність моделі для досягнення поставленої мети.

У контексті даної роботи модель функціональна, якщо вона забезпечує адекватну ідентифікацію поточного стану об'єкта, що моделюється і відображає динаміку його розвитку. У цій області найважливіший внесок в результаті теоретичних і експериментальних робіт внесли Е.А. Чудаков, А.Б. Гредескул, Ю.А. Ечеїстов, В.І. Кнозор, В.А. Пертушов, А.А. Ревін, Б.С. Фалькевич та інші вчені. У загальному випадку, для визначення закону руху автомобіля в режимі гальмування необхідно визначити величину тангенціальних сил. Тангенціальні сили, як і їх сума, характеризуються діючої вертикальної реакцією і коефіцієнтом зчеплення з опорною поверхнею при зміні гальмівного моменту на робочих механізмах. В свою чергу, величина вертикальної реакції залежить від інтенсивності уповільнення, яке визначається тангенціальною силою. Тобто об'єкт «автомобіль-колесо-дорога» представляє ієрархічну структуру, де динаміка об'єкта нижнього рівня «колесо-дорога» накладає зв'язок на об'єкт верхнього рівня «автомобіль» і має зворотний зв'язок, від «Автомобіля» до об'єкту «колесо-дорога».

2.1.1 Математична модель об'єкта «колесо-дорога»

Колесо є найважливішим компонентом взаємодії автомобіля з опорною поверхнею, так як характеристики автомобіля безпосередньо визначаються

характеристиками шини. Колесо здійснює взаємодію автомобіля з основним елементом зовнішнього середовища - дорогою. Через колесо передаються сили, які утримують автомобіль на дорозі, пересувають і зупиняють його, змушують змінювати напрямок руху.

Фізичні процеси, що проходять як в зоні контакту шини з дорогою, так і в тілі шини, описуються рядом моделей, що встановлюють силові, кінематичні та енергетичні залежності. Використовуючи роботу [4] опишемо кочення реального еластичного колеса в режимі гальмування, що котиться прямолінійно по твердій рівній дорозі.

Рівняння обертання гальмуючого колеса (рис. 2.1) при обліку силових складових балансу, має вигляд (2.1), де функціонування об'єкта управління визначається при відсутності зміни вертикальної реакції, а колесо розглядається як тверде тіло.

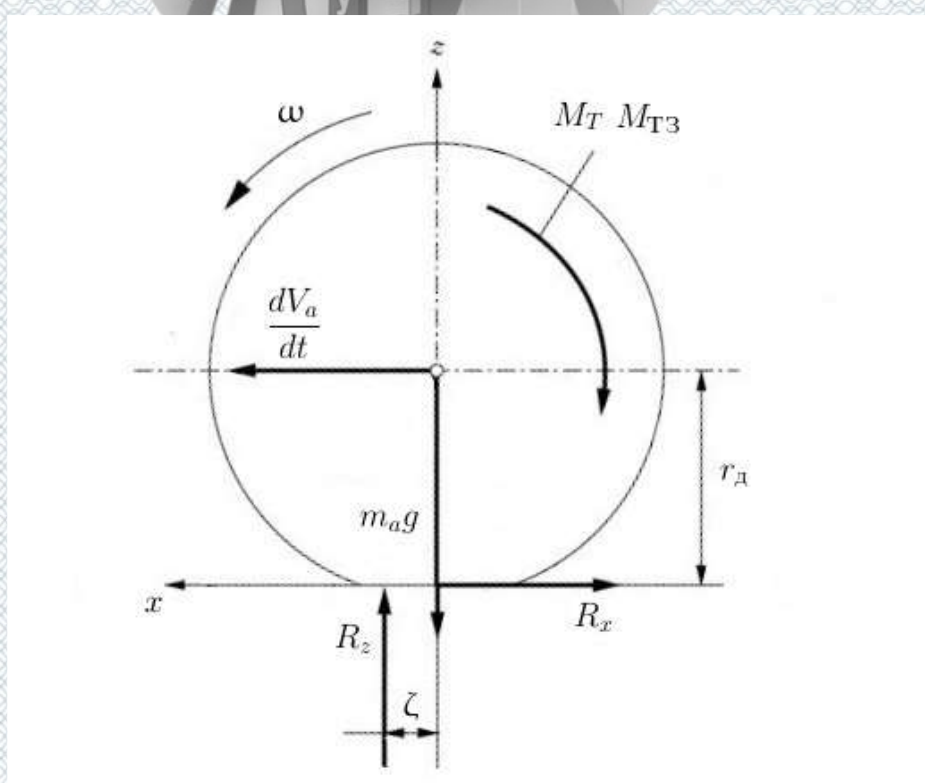


Рисунок 2.1 — Розрахункова схема колеса

$$J_k \frac{d\omega}{dt} = R_z \varphi_x r_d - M_T - \zeta R_z - M_{T3} \frac{u_{T3}}{\eta_{T3}} \quad (2.1)$$

При екстреному гальмуванні, впливом опорому коченню нехтують [8] в зв'язку з істотною різницею в порівнянні з гальмівними силами. Тоді рівняння (2.1) набуває вигляду:

$$J_k \frac{d\omega}{dt} = R_z \varphi_x r_d - M_T \quad (2.2)$$

В даному рівнянні важливу роль має реалізована тангенціальна сила, яка визначається як добуток нормальної реакції (R_z) на коефіцієнт зчеплення в поздовжньому напрямку (φ_x). У науково-технічній літературі [6] φ_x прийнято визначати виходячи з емпіричної залежності коефіцієнта зчеплення в поздовжньому напрямку від коефіцієнта відносного ковзання:

$$\begin{cases} \varphi_x = \varphi(s) \\ s = 1 - \frac{r_d \omega}{V_a} \end{cases} \quad (2.3)$$

На практиці, $\varphi - s$ діаграма визначається шляхом апроксимації значень φ_x , отриманих на спеціальних шинних стендах, задаючи, в сталих режимах, варійованого параметра s .

2.1.2 Прямолінійний рух автомобіля і перерозподіл вертикальних реакцій

Основні роботи [7], присвячені питанням гальмівної динаміки, використовують класичну розрахункову систему діючих на автомобіль сил.

У процесі гальмування, коли до коліс підводяться гальмівні моменти і в контактні коліс з дорогою виникають і збільшуються гальмівні сили, то з'являється і збільшується уповільнення. Під дією сил інерції, пропорційно уповільненню, перерозподіляються нормальні реакції. Для визначення величин перерозподілу вертикальних реакцій двухосного автомобіля в процесі гальмування на горизонтальній ділянці шляху, традиційно, виходять з робіт Н.А. Бухаріна, А.Б. Гредескул, Е.А. Чудакова, Г.А. Смирнова.

В роботі [5] особливу роль приділяють фізико-кінематичним умовам при гальмуванні автомобіля, коливальним процесам, розрахунковим характеристикам гальмування. Загальна методика розрахунку прямолінійного руху автомобіля для визначення показників ефективності гальмування заснована на аналізі всіх наведених сил, що діють на автомобіль, де розглядається плоска розрахункова схема автомобіля.

Прямолінійний рух автомобіля в процесі гальмування на твердій поверхні, описується наступними рівняннями:

$$\sum R_x^i - W_L = m_a \frac{dV_a}{dt}. \quad (2.4)$$

$$\sum R_z^i + W_Z - m_a g = 0. \quad (2.5)$$

$$R_z^i (l_1 + \zeta) - R_z^i (l_2 - \zeta) - \sum R_x^i h_g + M_y = \sum J_i \frac{d\omega_i}{dt}. \quad (2.6)$$

При розрахунку зміни вертикальних реакцій, загальноприйняті наступні допущення:

- рух автомобіля відбувається за твердій рівній поверхні, яка не деформується;
- кузов автомобіля є твердим тілом, що має подовжню площину симетрії, маса кузова зосереджена в центрі підресорених мас і знаходиться в подовжній площині симетрії;
- умови зчеплення коліс по бортах автомобіля однакові;
- вплив поперечних реакцій дороги відсутня;

- рух розглядається тільки в проекції на поздовжню площину автомобіля;
- точки прикладання реакцій в контактах шин з дорогою приймаються в середині відбитків;
- не враховується момент інерції трансмісії і вплив диференціала провідного моста на обертання коліс;
- коливання системи передбачаються малими і нехтується зміна прикладання сили.

Всі вище описані припущення призводять до того факту, що момент інерції прискорення і гравітаційні сили достатньо малі і приймаються рівними нулю ($M_y \approx 0$; $W_z \approx 0$), а інерційні сили від обертання коліс багато менші інерційних сил від руху автомобіля: $\sum J_i \frac{d\omega_i}{dt} \ll m_a \frac{dV_a}{dt} h_g$, $\zeta G_a + W_L \ll m_a \frac{dV_a}{dt} h_g$. З урахуванням цих припущень вирішуючи рівняння (2.4-2.6) щодо вертикальних реакцій, отримуємо:

$$\begin{cases} R_z^{\text{п}} = \frac{G_a l_2}{L_a} + G_a \frac{h_g j}{L_a g} \\ R_z^{\text{з}} = \frac{G_a l_1}{L_a} - G_a \frac{h_g j}{L_a g} \end{cases} \quad (2.7)$$

При розгляді регламентних вимог [5] до розподілу гальмівних сил, відбувається аналіз статичних рішень динамічної задачі, пред'являється умова ідеального розподілу гальмівних сил, де гальмівна сила використовується пропорційно вертикальній реакції:

$$\frac{R_x^{\text{п}}}{R_z^{\text{п}}} = \frac{R_x^{\text{з}}}{R_z^{\text{з}}}. \quad (2.8)$$

Дані вимоги впливають з зв'язку тангенціальних сил і вертикальних реакцій на осі. Тангенціальна сила для кожного колеса, створювана гальмівними

механізмами, визначається як добуток вертикальної реакції на коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою (2.8) і рівняння (2.4) приймає такий вигляд (2.9).

$$R_x = R_z \varphi_x. \quad (2.8)$$

$$m_a \frac{dV_a}{dt} = \sum R_z^i \varphi(s_i) \quad (2.9)$$

При дослідженні плоскої («велосипедної») моделі, вирішуючи спільно рівняння (1.6) і (2.9) можна записати рівняння (2.10), що визначають взаємодію коліс з опорною поверхнею і перерозподіл вертикальних реакцій.

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{-\frac{G_a l_2}{L} \varphi(s_{II}) - \frac{G_a l_1}{L} \varphi(s_3)}{m_a + \frac{h_g G_a}{L g} \varphi(s_{II}) - \frac{h_g G_a}{L g} \varphi(s_3)} \quad (2.10)$$

Як можна помітити, зв'язок, який формує поточне уповільнення автомобіля, визначається динамічним станом коліс передньої і задньої осі, а так само кінематичними (геометричними) параметрами автомобіля (точки прикладання тангенціальних сил на колесах і центром мас автомобіля).

При дослідженні просторової моделі об'єкта «автомобіль-колесо-дорога» з індивідуальними характеристиками коліс лівого і правого борту рівняння (2.10) не застосовується.

2.1.3 Математична модель гальмівного механізму

Дослідження проведені в роботі [6] показують (рис. 2.2), що гальмівні механізми, які застосовуються на автомобілях являють собою нелінійний елемент, який характеризується петлевою гістерезисною залежністю гальмівного моменту від створюваного в приводі тиску робочого тіла. Однак цілком допустимо також використання лінійної моделі.

В межах заданого робочого ходу гальмівного циліндра, зусилля для сучасних гальмівних механізмів є величиною постійною і визначається як:

$$N_{\text{Ц}} = pF_{\text{ЭФФ}} \quad (2.11)$$

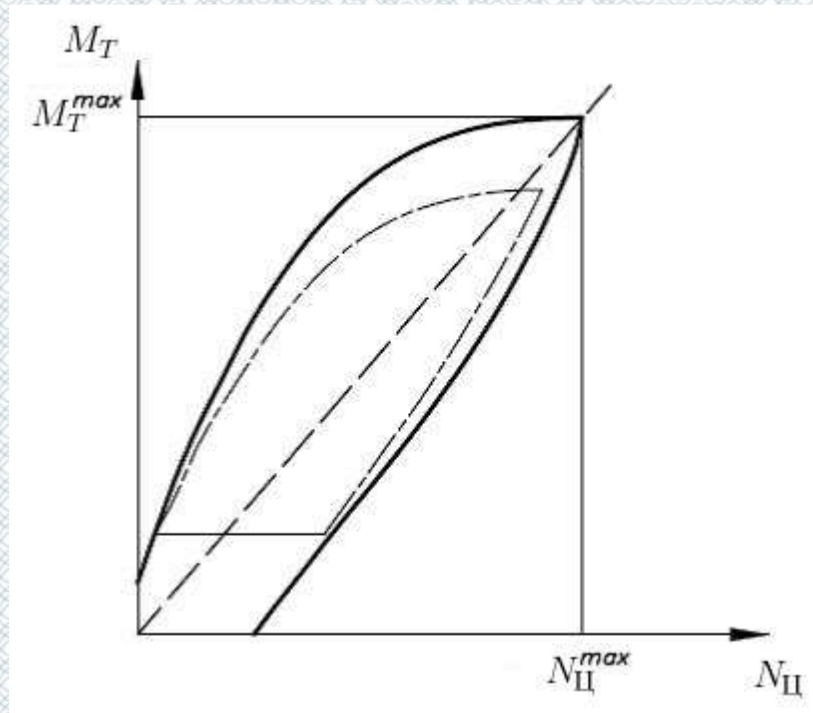


Рисунок 2.2 - Петльова гістерезисна характеристика гальмівного механізму

Значення гальмівного моменту, що розвивається однодисковим механізмом, прямопропорційно притискної сили, коефіцієнту тертя і ефективному радіусі, отримуємо лінійну модель гальмівного механізму (2.12).

$$M_T = 2\mu r_s p F_{\text{ЭФФ}} = k_T p \quad (2.12)$$

2.2 Аналіз впливу зміни вертикальних реакцій на об'єкті «Колесо-дорога» при антиблокувальному регулюванні

У науково-технічній літературі прийнято використовувати встановлений розподіл гальмівних сил, який для квазістатичного випадку підпорядковується ряду

алгебраїчних виразів і обчислюється як функція від уповільнення $Rz = f\left(\frac{dV_a}{dt}\right)$. Аналіз впливу зміни вертикальної реакції на об'єкті «колесо-дорога» проводиться з моделлю колеса, що має залежність від вертикальної реакції. При вирішенні рівнянь руху об'єкта «колесо-дорога» зміна встановленої реакції виникає під «власним» управлінням (Зміна тангенціальних сил на даному колесі) або є наслідком «зовнішнього» збудження (де розглянуте колесо не є джерелом зміни вертикальної реакції). Тоді модель одиночного колеса набуває вигляду (2.13):

$$\begin{cases} J_k \frac{d\omega}{dt} = f(R_z) \varphi_x r_d - k_{TP} \\ m_a \frac{dV_a}{dt} = -\varphi_x f\left(\frac{dV_a}{dt}\right) \\ \varphi_x = \varphi(s) \\ s = \frac{V_a - \omega r_d}{V_a} \end{cases} \quad (2.13)$$

Перший випадок (2.14) інерційної зв'язку ієрархічного об'єкта «автомобіль-колесо-дорога» ілюструється на рис. 2.3 а). При зміні тиску робочого тіла (p) у виконавчому механізмі об'єкта «колесо-дорога» виникає зміна тангенціальної сили (R_x), що впливає на об'єкт «Автомобіль», що в свою чергу призводить до зміни лінійної швидкості (V_a), і впливає через уповільнення ($\frac{dV_a}{dt}$) на об'єкт «автомобіль-колесо-дорога» і приводить до зміни вертикальної реакції (R_z) на об'єкті «колесо-дорога». Тоді k_j у формулі (2.14) описує конструктивні (геометричні) параметри автомобіля, що впливають на перерозподіл вертикальних реакцій $k_j = ma \frac{hg}{La}$.

$$f(R_z) = R_{z_0} \pm k_j \frac{dV_a}{dt} \quad (2.14)$$

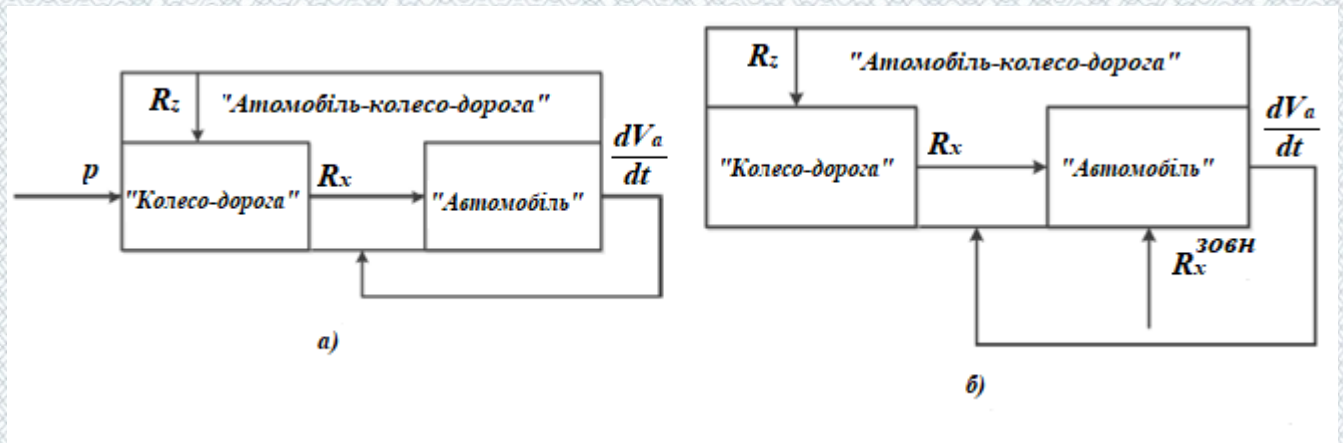


Рисунок 2.3 – Діаграма ієрархії об'єкта «автомобіль-колесо-дорога» .:

а) внутрішнє збудження; б) зовнішнє збудження

Другий випадок (2.15), що представляє зміна вертикальної реакції $f(R_z)$ як відгук на зовнішнє збудження, ілюструється на рис. 2.3 б). коли на об'єкт «автомобіль» приходять зовнішнє збудження (наприклад від іншого колеса), то сила ($R_x^{\text{зобн}}$) впливає на об'єкт «автомобіль», що призводить до зміни лінійної швидкості (V_a) і уповільнення ($\frac{dV_a}{dt}$), що впливає на вертикальну реакцію об'єкта «колесо-дорога». Тоді k_t описує як конструктивні (геометричні) параметри автомобіля, що впливають на перерозподіл вертикальних реакцій, так і параметри гальмівної системи як зовнішнього збудження.

$$f(R_z) = R_{z_0} \pm k_t t \quad (2.15).$$

Опускаючи інерційні складові «зовнішнього» збудження, момент по зчепленню буде відповідати гальмівному моментом ($M_\phi = M_T = k_T^{\text{зобн}} p$), і приймаючи функцію зміни тиску в приводі як лінійну за часом $\frac{dp}{dt} = k_p$, отримуємо систему рівнянь для зміни вертикальної реакції:

$$\begin{cases} f(R_z) = R_{z_0} \pm k_t t \\ k_t = \frac{h_g k_T k_p}{L_a r_d} \end{cases} \quad (2.16).$$

Дослідження рівнянь (2.13, 2.14, 2.16) відбувається при управлінні тиском в приводі із застосуванням трифазного регулювання:

$$p = \begin{cases} p_{\max} - \text{ріст тиску} \\ p_{\min} - \text{скидання тиску} \\ p_0(t) - \text{підтримання тиску} \end{cases} \quad (2.17).$$

Таке управління реалізовано в більшості алгоритмів АБС, відомих в даний час, що дозволяє сфокусуватися на аналізі впливу вертикальних реакцій при ідентичному управлінні.

На рис. 2.4 і рис. 2.5 показані результати математичного моделювання антиблокувального управління для випадку (2.14) і (2.16) відповідно. У всіх варіантах формування керуючих сигналів відбувалося з ідентичними пороговими значеннями ковзання.

Як видно з графіків, зміна вертикальної реакції на колесі призводить до зміщення робочої характеристики об'єкта «колесо-дорога» при антиблокувальному управлінні в зону більших чи менших ковзань. Так при зниженні вертикальної реакції відбувається все більший вихід колеса в нестійку зону кочення, а при збільшенні вертикальної реакції об'єкт «Колесо-дорога» забезпечує самостабілізацію і не призводить до таких явних перерегулювань. Варто відзначити, що зовнішнє збудження проводить до зсувів, пропорційних функції зміни зовнішнього збудження, в той час як власне збудження призводить до рівномірного зміщення, визначеному виходячи зі структури об'єкта.

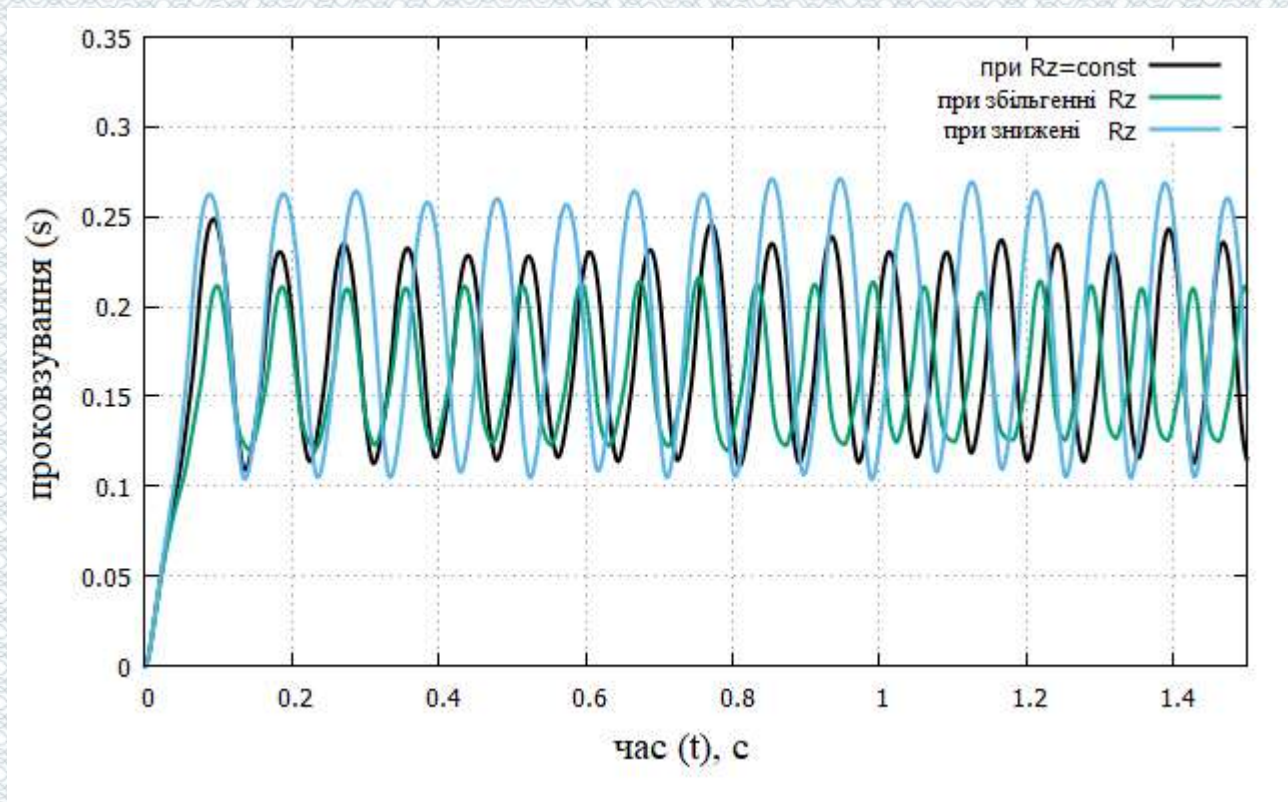


Рисунок 2.4 – Діаграма АБС управління об'єкта «колесо-дорога» з внутрішнім збудженням

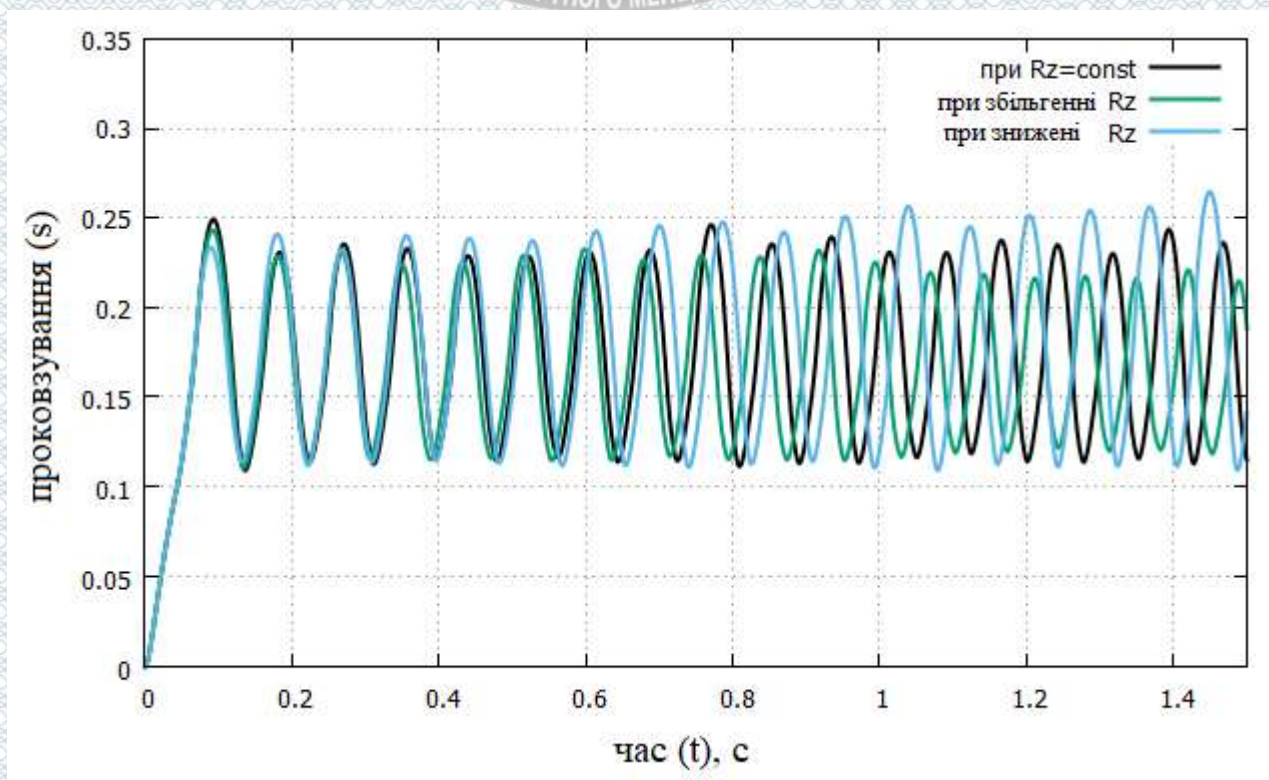


Рисунок 2.5 – Діаграма АБС управління об'єкта «колесо-дорога» з зовнішнім збудженням

В першу чергу це пов'язано з тим фактом, що при власному збудженні змінна вертикальної реакції (Rz) є зміщеною по фазі (звичайно ж, по амплітуді) характеристикою від кутової швидкості колеса, «Відфільтрованою» через об'єкт «колесо-дорога». У той час як зовнішнє збудження змінює параметри, що входять в об'єкт «колесо-дорога». Для забезпечення сталого кочення колеса більшість виробників антиблокувальних систем воліють працювати в доекстремальній зоні прослизання, до максимуму φ - s діаграми (рис. 2.6), що дозволяє, в середньому, забезпечити допустимий рівень якості управління.

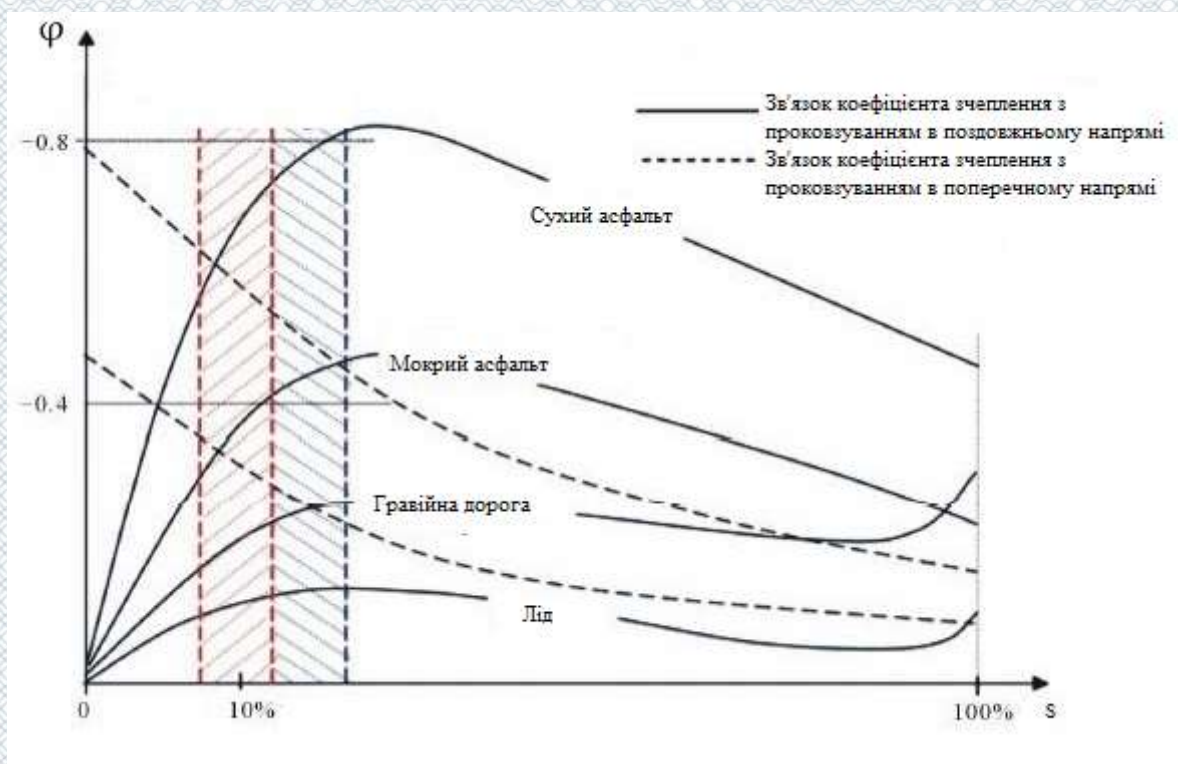


Рисунок 2.6 – φ – s діаграма з зонами управління АБС

Однак дані властивості об'єкта управління можуть бути враховані. Зсув характеристик під власним керуванням визначається тільки віссю, яка розглядається: так для коліс задньої осі при підвищенні тиску в приводі коліс передньої або задньої осі застосовні рівняння (2.14, 2.16) зі знаком мінус відповідно, а для передньої осі зі знаком плюс.

Таким чином, є можливість реалізації управління тангенціальними силами, яке запобігає виходу колеса в зону нестійкого кочення під дією вертикальної реакції яка змінюється. Таке управління має включати властивості пристосованості, заснованої

на зміні вертикальної реакції і пошуку глобального максимуму, тобто рішення рівняння виду:

$$\frac{\partial R_x}{\partial \omega} = \frac{\partial R_z}{\partial \omega} \varphi_x + \frac{\partial \varphi_x}{\partial \omega} R_z = 0.$$

2.3 Вдосконалення алгоритму АБС з урахуванням перерозподілу вертикальних реакцій, особливості контуру «пов'язаного управління»

Класичний підхід АБС, з метою забезпечення мінімуму гальмівного шляху - реалізація індивідуального управління (ІР принцип), передбачає облік взаємозв'язків окремих частин об'єкта управління «автомобіль-колесо-дорога». Як їх відображення між підсистемами досліджуваного об'єкта. Процес синтезу управління (У), на основі цього підходу, являє класичний (Індуктивний) принцип (рис. 2.7), де об'єкт «автомобіль-колесо-дорога», підлягає стабілізаційному управлінню, розбивається на окремі підсистеми, тобто вибираються вихідні дані (Д) для управління і ставиться ціль (Ц), що відображає окремі сторони процесу. Іншими словами, за сукупністю вихідних даних (Д) ставиться мета управління окремою стороною функціонування системи, а на базі цієї мети формується деяка компонента майбутнього управління. Сукупність компонент об'єднується в вектор управління (У).

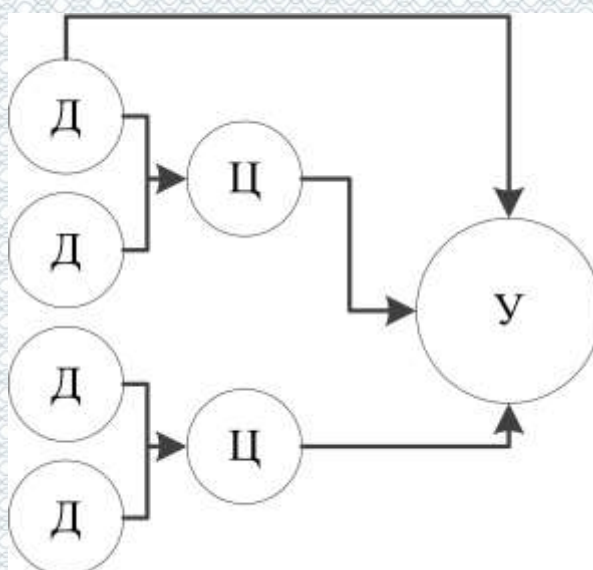


Рисунок 2.7 – Процес синтезу управління на основі класичного підходу

Прикладом такого класичного підходу є моделювання функціонування АБС в роботах [5,6, 8], де управління кожним колесом здійснюється своїм автономним контуром і ефективність гальмування визначається сумарним ефектом. Таким чином, розробка управління (У) на базі класичного підходу означає підсумовування окремих компонент в єдину модель, причому кожна з компонент вирішує свої власні завдання і ізольована від інших частин моделі.

«Пов'язане керування» складає системотехнічний підхід до формування вектора управління, що дозволяє враховувати більшу кількість вихідних даних, які, при класичному підході, вважалися стохастическими зв'язками в системі або впливами зовнішнього середовища. Це дозволяє реалізувати управління об'єктом «колесо-дорога» не ізольовано, а у взаємодії з неврахованими (відфільтрованими) факторами, а також в сукупності з іншими підсистемами об'єкта «автомобіль-колесо-дорога».

Такий підхід дозволяє вирішити проблему побудови контуру управління АБС з урахуванням додаткових факторів і можливостей, пропорційних їх значущості, на всіх етапах адаптації системи і побудови вектора управління (У). Процес побудови контуру «пов'язаного управління» і синтезу управління (У) на базі системного підходу, умовно, представлений на рис. 2.8. Використовуючи вихідні дані (Д), які відомі з вимірів або аналізу поведінки системи, обмежень, які накладаються на систему зверху, або виходячи з можливостей її реалізації, і на основі мети функціонування формулюються вихідні вимоги (В) до управління системи.

На базі цих вимог формуються, орієнтовно, деякі підсистеми (П), елементи (Е) і формується імовірнісний вектор управління (І) складових системи, після чого здійснюється найбільш складний етап синтезу – вибір вектора управління (У), для чого використовуються спеціальні критерії вибору (КВ).

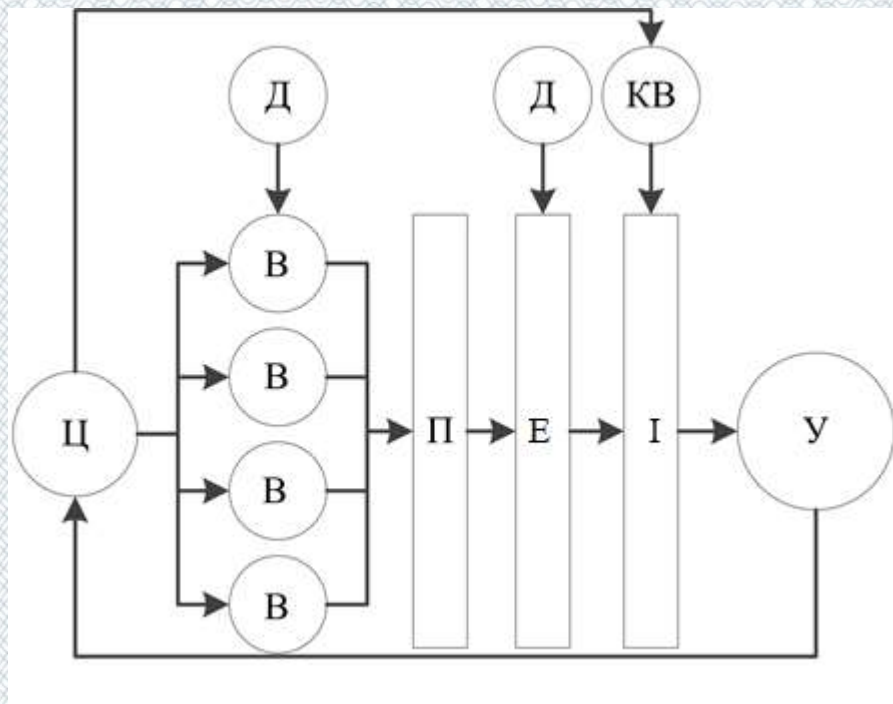


Рисунок 2.8 - Процес синтезу управління на основі системного підходу

2.4 Структура розробленого контуру управління

Описаний вище підхід (рис. 2.8) являє замкнуту систему управління, яка працює в режимі коректування до ІР принципом АБС. Для цього потрібно побудувати додатковий контур, який формує деяку перевіірочну величину - поточний критерій підстроювання. В теорії оптимального управління дано [13], що функція, яка синтезується повинна залежати тільки від того в якій точці фазового простору знаходиться в даний момент об'єкт управління. Тоді критерій підстроювання (функція, яка синтезується) буде представляти КВ (рис. 2.8), на підставі якого формується вектор управління, визначається виходячи з положення зображає точки.

Структурна схема пропонованої системи управління («пов'язаного управління») та ІР контуру АБС описана в роботі [6] і представлена на рис. 2.9. «Пов'язане управління» реалізовано в програмному модулі блоку АБС з окремою розрахунковою частиною і використовує інформацію від блоку антиблокувального управління (поточних управлінь АБС) і інформацію про поведінці об'єкта управління. Така схема дозволяє застосовувати коригувальні заходи з управління

гальмівними силами на колесах без внесення змін в логіку АБС, що показує універсальність розробленого рішення.

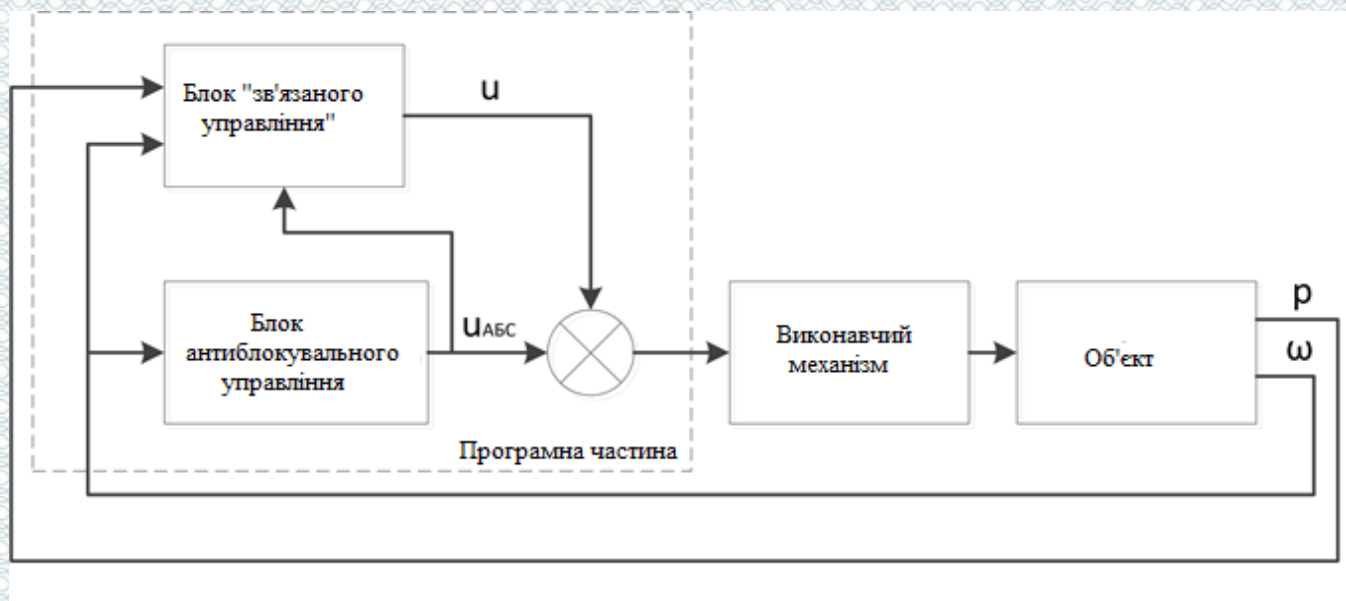


Рисунок 2.9 – Структурна схема реалізації «пов'язаного управління»

З точки зору мети управління, блок «пов'язаного управління» визначає становище зображає точки, управління від блоку ІР АБС регулювання і формує коригуюче управління, що призводить до забезпечення мінімального гальмівного шляху і контролю тиску робочого тіла в виконавчих механізмах з поправками до тиску індивідуального управління при врахуванні зміни вертикальних реакцій.

Тим самим, пошук і реалізація управління відрізняється від індивідуального АБС регулювання з поділом об'єкта «колесо-дорога» на 2 стани (підвищення тиску і скидання тиску), що забезпечує «миттєвий» максимум φ -s для конкретного колеса в певні моменти часу тим, що «пов'язане управління» формує вектор управління тиском в деякому діапазоні $[p^0, p^*]$ виходячи з областей з урахуванням вертикальних реакцій, який забезпечує рух зображає точки по функції $F(R^{\text{пл}}_x, R^{\text{пл}}_x, R^{\text{зп}}_x, R^{\text{зл}}_x)$ і відноситься до завдань екстремальних систем.

Традиційно, завдання синтезу екстремальних систем автоматичного управління вирішується за допомогою двох підходів. Перший, пов'язаний з аналітичним рішенням завдання оптимального управління для особливих траєкторій. Застосування його в явному вигляді для синтезу регулятора

«Пов'язаного управління» неможливо через пошук екстремуму, заснованого на других похідних функції Гамільтона і неможливості їх одержання в технічних системах з високою точністю. Другий підхід пов'язаний з пошуком оптимального управління, загальна характеристика якого визначена аналітичним апаратом першого підходу за рахунок адаптивних алгоритмів.

Алгоритм управління повинен відповідати базовим вимогам:

- універсальність: інтеграції незалежно від базового принципу антиблокувального регулювання;
- адаптивність: адаптації до постійно змінюваних дорожніх умов і випадковим зовнішнім збудженням;
- стійкість (по Ляпунову): в разі зриву управління, максимальна ефективність повинна забезпечуватися базовим контуром АБС.

2.5 Базовий алгоритм блоку антиблокувального регулювання

В якості базового рішення блоку антиблокувального управління (рис. 2.10) використовувався принцип індивідуального регулювання з алгоритмом комбінованого вибору параметрів регулювання. Тобто в якості порогових параметрів регулювання використовуються проковзування колеса і поріг по кутовому прискоренню / уповільнення колеса.

При регулюванні по прослизанню колеса, використовується гіпотеза: «що єдиною координатою, яка однозначно визначає положення робочої точки на фазовому портреті системи ($\phi - s$ - діаграма), є коефіцієнт поздовжнього ковзання». Тоді в якості координати для формування контуру стабілізації використовується окружна швидкість колеса:

$$\omega r_{\delta} = V_k = (1 - s)V_a \quad (2.18)$$

Такий підхід (2.18) передбачає формування сигналу бажаної швидкості колеса, яка повинна відповідати оптимальним умовам зчеплення моделі одиночного колеса

і подальшого порівняння поточної кутової швидкості гальмуючого колеса зі значенням сигналу вставки:

$$V_{ref\ k} = (1 - s^*) Va = ksVa \quad (2.19)$$

Технічна складність даного підходу пов'язана з вимірюванням швидкості автомобіля, однак вона вирішується за допомогою непрямой оцінки – побудови опорної швидкості автомобіля. Для формування сигналу опорної швидкості автомобіля використовується «модель з інтегруючою ланкою в яку періодично вносяться початкові умови» і застосування підлаштується моделі [3], яка виробляє додаткові коригування інтегруючої ланки і початкових умов на підставі аналізу стійкості руху гальмуючого колеса.

Результат роботи моделі побудови опорної швидкості автомобіля представлений на рис. 4.4.

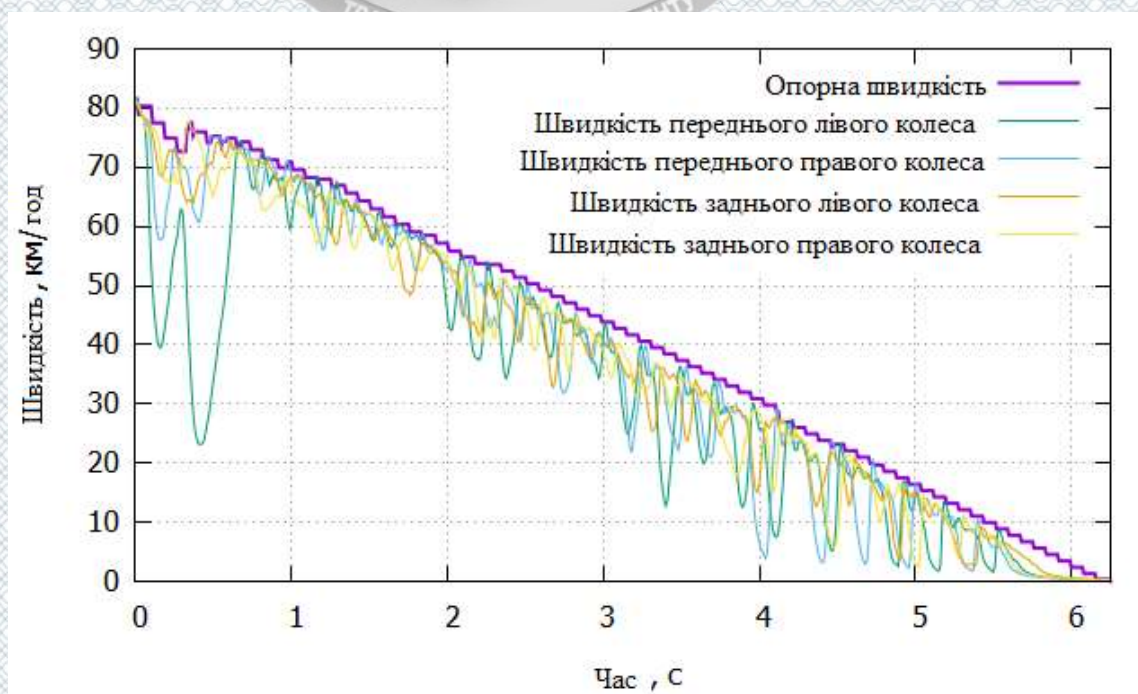


Рисунок 2.10 – Графік побудови опорної швидкості

Як показує практика, отримання кутового уповільнення / прискорення колеса в даний час технічно здійсненне і пропонується рядом дослідників. При такому

підході формування керуючого сигналу відбувається з використанням порівняння сигналу кутового уповільнення / прискорення колеса (dV_k/dt) зі значенням уставки. Варто відзначити, що коригування уставок уповільнення відбувається на підставі швидкості руху автомобіля і «динамічного образу» [5,6] моделі руху одиночного колеса.

Тим самим, підхід з алгоритмом комбінованого вибору параметрів регулювання вважається найбільш оптимальним з точки зору контролю проковзування колеса і забезпечення стійкості алгоритму управління. На рис. 2.11 представлено, схематично, здійснення подвійної перевірки параметрів регулювання

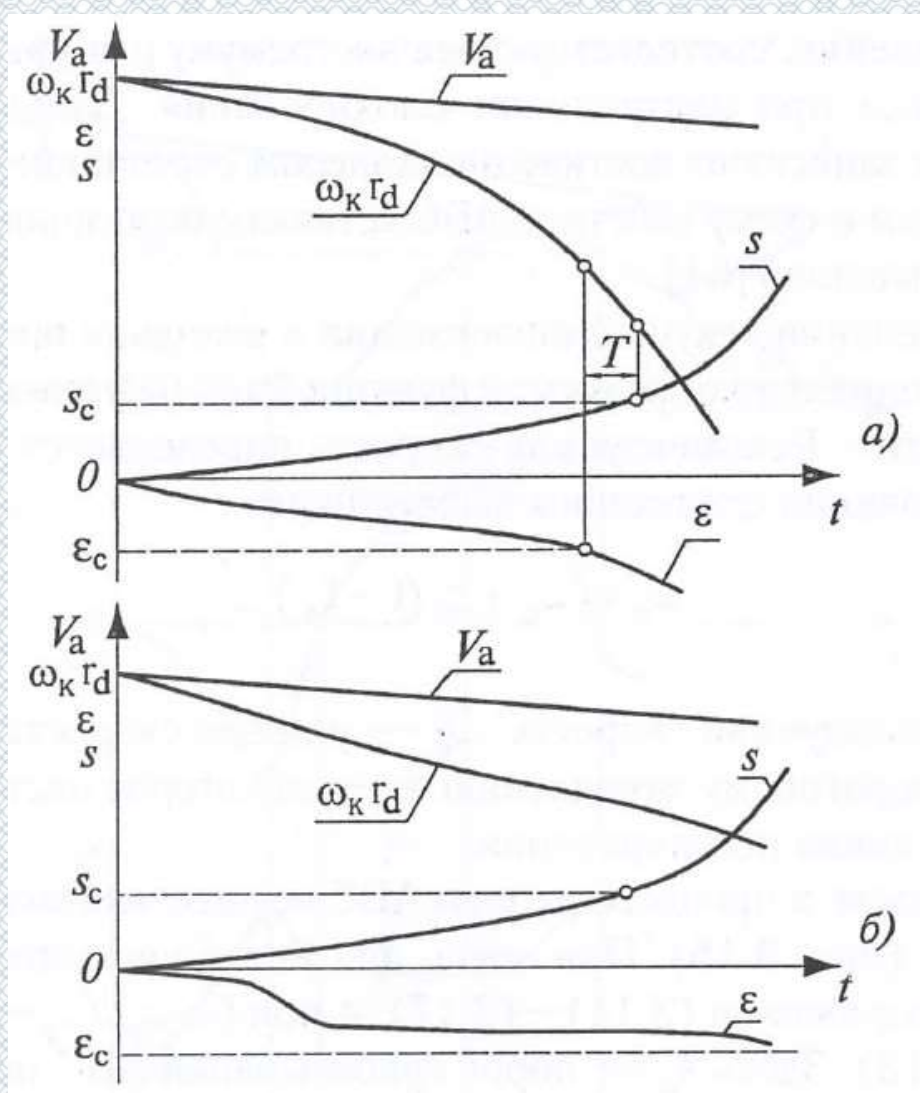


Рисунок 2.11 - Комбіноване регулювання в роботі АБС: а) спрацьовування по сповільненню; б) спрацьовування по проковзуванню.

2.6 Формування керуючої величини

Регулятор «пов'язаного управління», як це впливає з вище викладеного, відноситься до адаптивних систем, що здійснюють автоматичне поповнення інформації про характеристики об'єкта управління в процесі регулювання.

Звідси впливає, що адаптивні системи, для своєї побудови і роботи, не вимагають повної інформації. Але в такій постановці, пошук найкращого, в певному сенсі, функціонування системи вимагає тим менше часу, чим більше апріорної інформації доступно

Кожна ланка "колесо-дорога" в системі "автомобіль-колесо-дорога" має ту властивість, що вертикальна реакція може змінювати своє максимальне значення як в бік збільшення, так і в бік зниження під дією змінюється гальмівної сили. Для індивідуального АБС регулювання даний факт не використовується в логіці управління, так як вважається, що "достатнім виявляється значення характерних точок нелінійного коефіцієнта передачі $\phi - s$ ".

Запропонований алгоритм необхідний для коригування випадків надмірного або недостатнього управління з боку АБС. Наприклад, стан системи характеризувалося координатами $s^{(1)}$ і $R^{(1)}x$ (рис. 2.12), а виконавчий механізм був включений на зменшення (підтримання) керуючого впливу. На об'єкт почали діяти обурення, що викликають зміщення екстремальної характеристики в положення II, потім в положення III. Нехай за час зміни керуючого впливу від $s^{(1)}$ до $s^{(2)}$ статична характеристика піднялася вгору і зайняла положення II, тоді вихідна змінна зменшилася до значення $s^{(2)}$. Керуючий пристрій не зробить реверс виконавчого механізму, оскільки цільова величина s не досягнута. За час переходу від $s^{(2)}$ до $s^{(3)}$, при інтенсивних монотонних збуреннях, характеристика об'єкта може прийняти положення III, і реверсу їм не відбудеться. Таким чином система буде рухатися в неправильному напрямку, віддаляючись від екстремуму, коли об'єкт управління може прийняти стабільне положення.

Компенсація дрейфуючого максимуму тангенціальної сили може бути здійсненна за рахунок врахування зміни вертикальної реакцій в алгоритмі АБС під час гальмування.

Аналіз перерозподілу вертикальних реакцій може бути проведений з використанням рівнянь балансу моментів в поздовжній і поперечній площинах. Результат складання рівнянь балансу моментів в поздовжній площині автомобіля для коліс передньої осі і задньої осі під дією поздовжніх сил інерції описується рівнянням:

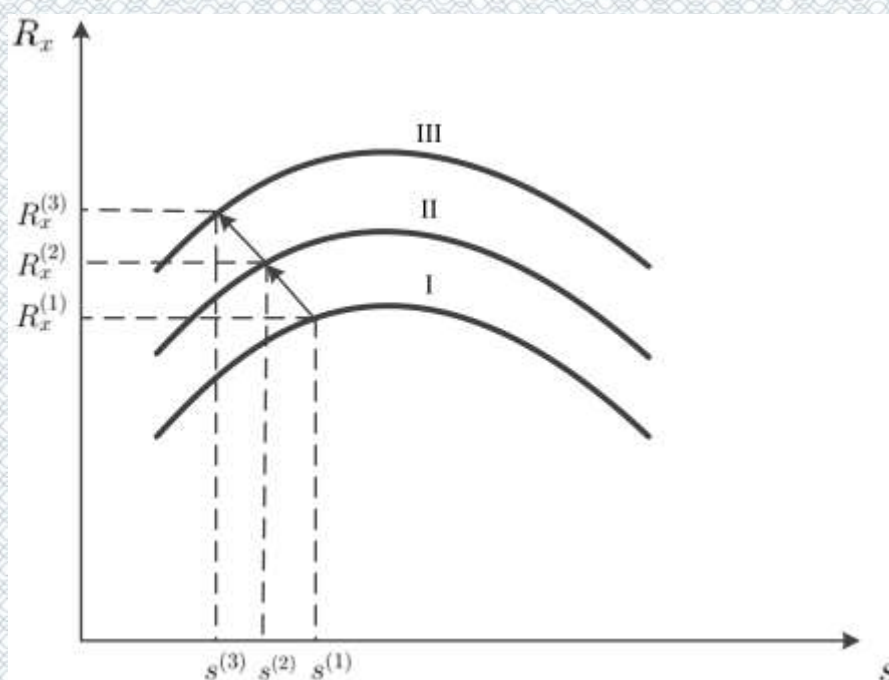


Рисунок 2.12 – Дрейф екстремума

$$\begin{cases} R_z^{\text{II}} = \frac{G_a l_2}{L} + G_a \frac{h_g j}{L g} \\ R_z^{\text{III}} = \frac{G_a l_2}{L} - G_a \frac{h_g j^y}{l^y g} \end{cases} \quad (2.20)$$

Складання рівняння балансу моментів в поперечній площині ,щодо коліс лівого (лб) і правого (пб) борту представлені систему рівнянь.

$$\begin{cases} R_z^{\text{пб}} = \frac{G_a l_2^y}{ly} + G_a \frac{h_g j^y}{ly g} \\ R_z^{\text{лб}} = \frac{G_a l_1^y}{ly} - G_a \frac{h_g j^y}{ly g} \end{cases} \quad (2.21)$$

Розгляд зміни вертикальної реакції на кожному колесі відбувається з поділом процесу перерозподілу вертикальних реакцій по наступній схемі:

1. Оцінюється перерозподіл між бортів від дії поперечних сил інерції.
2. Після перерозподілу вертикальних реакцій по бортах розглядається віртуальна маса, що припадає на кожен борт, яка може бути представлена наступним чином:

$$\begin{cases} m_a^{\text{пб}} = m_a \frac{R_z^{\text{пб}}}{G_a} = \frac{R_z^{\text{пб}}}{g} \\ m_a^{\text{лб}} = m_a \frac{R_z^{\text{лб}}}{G_a} = \frac{R_z^{\text{лб}}}{g} \end{cases} \quad (2.22)$$

Виходячи з цього, величину вертикальної реакції на кожному колесі можна представити у вигляді систем рівнянь:

$$\begin{cases} R_z^{\text{пп}} = \left(\frac{G_a l_2^y}{ly} + G_a \frac{h_g j^y}{ly g} \right) \frac{1}{g} \frac{l_2}{L} + \left(\frac{G_a l_2^y}{ly} + G_a \frac{h_g j^y}{ly g} \right) \frac{1}{g} \frac{h_g j}{L j} \\ R_z^{\text{пл}} = \left(\frac{G_a l_1^y}{ly} - G_a \frac{h_g j^y}{ly g} \right) \frac{1}{g} \frac{l_2}{L} + \left(\frac{G_a l_1^y}{ly} - G_a \frac{h_g j^y}{ly g} \right) \frac{1}{g} \frac{h_g j}{L j} \\ R_z^{\text{зп}} = \left(\frac{G_a l_2^y}{ly} + G_a \frac{h_g j^y}{ly g} \right) \frac{1}{g} \frac{l_1}{L} + \left(\frac{G_a l_2^y}{ly} + G_a \frac{h_g j^y}{ly g} \right) \frac{1}{g} \frac{h_g j}{L j} \\ R_z^{\text{зл}} = \left(\frac{G_a l_1^y}{ly} - G_a \frac{h_g j^y}{ly g} \right) \frac{1}{g} \frac{l_1}{L} + \left(\frac{G_a l_1^y}{ly} - G_a \frac{h_g j^y}{ly g} \right) \frac{1}{g} \frac{h_g j}{L j} \end{cases}$$

Такий підхід продемонстрований Kun Jiang, Adina Pavelescu, Alessandro Correa Victorino і Ali Charara в працях сімнадцятої міжнародної конференції інтелектуальних транспортних систем, також вони висунули припущення, що більш точний розрахунок вертикальних реакцій можливий з використанням моментів інерції кузова автомобіля.

З метою перевірки математичної моделі зміни вертикальних реакцій (2.21), були проведені дорожні випробування на автомобілі з вимірювальним обладнанням. Для вимірювання вертикальних реакцій використовувалися тензометричні колеса, а параметри руху кузова вимірювалися з допомогою штатного, для системи динамічної стабілізації, датчика поперечних і поздовжніх прискорень. Результати випробувань представлені на рис 4.7. Як видно, використання моделі (2.21) дає досить точний опис зміни вертикальних реакцій на кожному колесі під дією сил інерції.

Область коригуючих управлінь, в рамках даної роботи, володіє технічними обмеженнями, у зв'язку з чим допустимими варіантами коригуючого регулювання служать:

1. Зміна темпу наростання тиску (ИТПД).
2. Вибір більш раннього або пізнішого порогу регулювання (OR).
3. Управління режимом утримання тиску на фазі підйому тиску (HOLD).

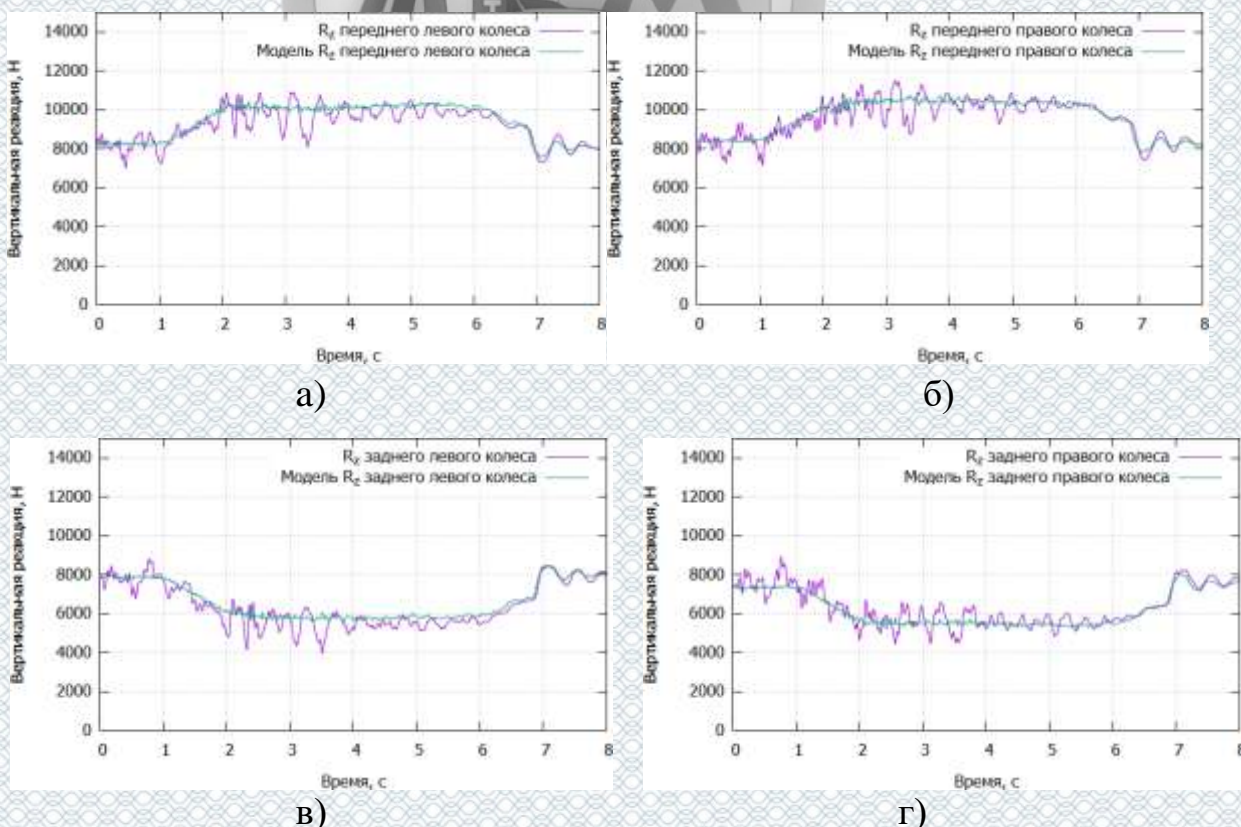


Рисунок 2.13 – Осцилограма зміни вертикальних реакцій при гальмуванні без АБС на сухому асфальті: а) заднє праве колесо; б) Заднє ліве колесо; в) переднє праве колесо; г) переднє ліве колесо;

Виходячи з цього, пряме використання величини вертикальної реакції не представляється необхідним, а достатнім є визначення характеру зміни

вертикальних реакцій на кожному колесі. Розглядаючи похідну за часом від вертикальної реакції, приходимо до наступної система рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dR_z^{\text{пн}}}{dt} = m_a \frac{h_g}{l^y} \frac{1}{g} \frac{l_2}{L} \frac{dj^y}{dt} + \frac{m_a l_2^y}{l^y} \frac{1}{g} \frac{h_g}{L} \frac{dj}{dt} + m_a \frac{h_g}{l^y} \frac{1}{g} \frac{h_g}{L} \left(\frac{dj^y}{dt} j + j^y \frac{dj}{dt} \right) \\ \frac{dR_z^{\text{пл}}}{dt} = -m_a \frac{h_g}{l^y} \frac{1}{g} \frac{l_2}{L} \frac{dj^y}{dt} + \frac{m_a l_1^y}{l^y} \frac{1}{g} \frac{h_g}{L} \frac{dj}{dt} - m_a \frac{h_g}{l^y} \frac{1}{g} \frac{h_g}{L} \left(\frac{dj^y}{dt} j + j^y \frac{dj}{dt} \right) \\ \frac{dR_z^{\text{зн}}}{dt} = m_a \frac{h_g}{l^y} \frac{1}{g} \frac{l_1}{L} \frac{dj^y}{dt} - \frac{m_a l_2^y}{l^y} \frac{1}{g} \frac{h_g}{L} \frac{dj}{dt} - m_a \frac{h_g}{l^y} \frac{j^y}{g} \frac{1}{L} \frac{h_g}{L} \left(\frac{dj^y}{dt} j + j^y \frac{dj}{dt} \right) \\ \frac{R_z^{\text{зн}}}{dt} = -m_a \frac{h_g}{l^y} \frac{1}{g} \frac{l_1}{L} \frac{dj^y}{dt} - \frac{m_a l_1^y}{l^y} \frac{1}{g} \frac{h_g}{L} \frac{dj}{dt} + G_a \frac{h_g}{l^y} \frac{j^y}{g} \frac{1}{L} \frac{h_g}{L} \left(\frac{dj^y}{dt} j + j^y \frac{dj}{dt} \right) \end{array} \right.$$

Із системи рівнянь випливає, що характер зміни вертикальних реакцій на кожному колесі визначається значенням похідної за часом міні від прискорення (Ривків), як буде показано нижче ці величини можна визначити порівняно простий непрямою оцінкою.

Для вирішення цього завдання запропоновано ряд алгоритмів, необхідних для отримання максимальної кількості апріорної інформації, що дозволяє здійснювати правильний пошук:

- алгоритм визначення черговості блокування коліс;
- алгоритм якісного визначення зміни вертикальних реакцій;
- алгоритм формування вектора тиску пов'язаного управління".

Ці алгоритми представляють частину вихідних даних, необхідних для формування вектора управління.

Алгоритм визначення черговості блокування коліс

Першорядно, необхідно знати поточну динамічну ситуацію-наявність випереджаючого блокування коліс передньої або задньої осі. Основний ідея запропонованого алгоритму полягає в оцінці вектора кутових швидкостей коліс. Розглядаючи плоску модель об'єкта "автомобіль-колесо-дорога», ця інформація може бути визначена виходячи зі значень прослизання коліс передньої і задньої осей:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{випереджаюче блокування коліс задньої осі, } 1, s_{\text{п}} - s_{\text{з}} > 0; \\ \text{випереджаюче блокування коліс передньої осі, } -1, s_{\text{п}} - s_{\text{з}} < 0. \end{array} \right. \quad (2.23)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 1, \text{ якщо } w_{\text{п}} - w_{\text{з}} > 0; \\ -1, \text{ якщо } w_{\text{п}} - w_{\text{з}} < 0. \end{array} \right. \quad (2.24)$$

Для просторової моделі об'єкта управління прийнятні ті ж міркування з використанням масиву даних з чотирьох елементів, де положенню першого елемента відповідає найближче блокування, а положенню останнього-найпізніше:

$$W_{\text{блок}} = \min(w_{\text{пп}}, w_{\text{пл}}, w_{\text{зп}}, w_{\text{зл}}) \quad (2.25)$$

На рис. 2.14 представлена блок схема реалізації алгоритму, вхідними параметрами якого є кутові швидкості коліс ($W_{heelSpeed_FL}$, $W_{heelSpeed_FR}$, $W_{heelSpeed_RL}$, $W_{heelSpeed_RR}$), які надходять у блок сортування. На виході виходить чотири сигнали: першого блокування ($F_{irstLock}$), другий блокування ($S_{econdLock}$), третій блокування ($T_{hirdLock}$), четвертої блокування ($F_{ourthLock}$).

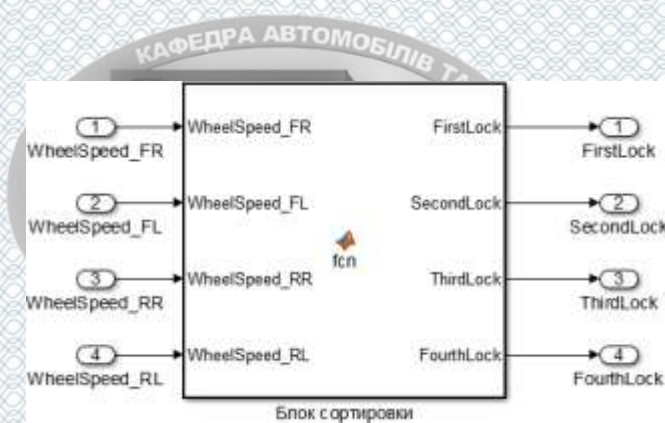
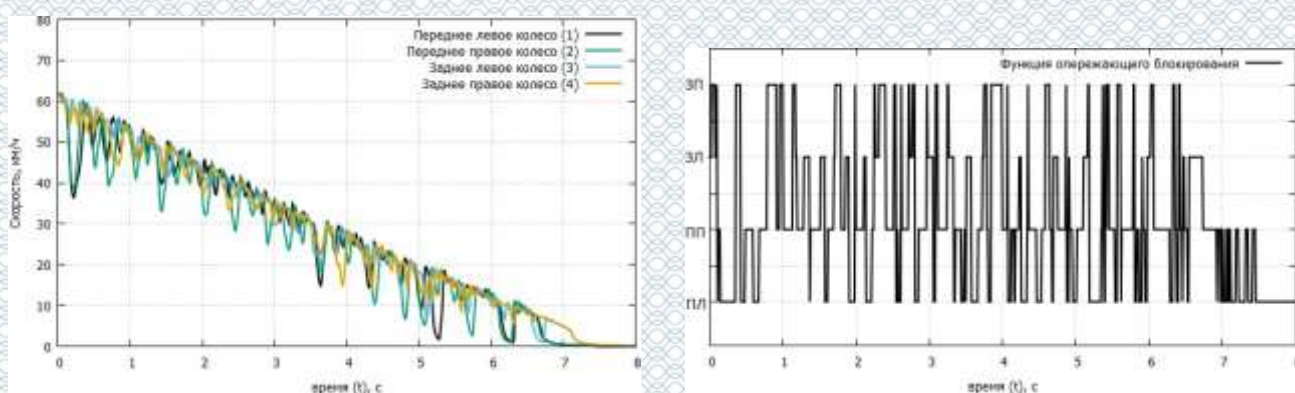


Рисунок 2.14 - Блок схема моделі визначення черговості блокування

Результат роботи даного алгоритму при проведенні гальмівних випробувань на дорозі з низьким коефіцієнтом зчеплення представлений на рис. 4.9 .



а)

б)

Рисунок 2.15 – Осцилограма гальмування на дорозі з низьким коефіцієнтом зчеплення: а) зміна кутових швидкостей коліс; б) характеристика випереджаючого блокування

Алгоритм визначення зміни вертикальної реакції

Для визначення вектора рекомендованого тиску («особливого управління»), необхідно знати інформацію про зміну вертикальної реакції. Задля її якісного визначення зручно скористатися ваговими параметрами гальмівного приводу- коефіцієнт β . Пропонується алгоритм оцінки зміни вертикальної реакції, який підпорядковується такій формулі.

$$\vartheta = \beta(U_{\text{пп}} + U_{\text{пл}}) + (1 - \beta)(U_{\text{зп}} + U_{\text{зл}}) \quad (2.26)$$

Правило визначення зміни поточної вертикальної реакції на колесі з використанням діагностичної ознаки представлено в Таблиці 2.1.

Таблиця 2.1- Правила формування алгоритму зміни вертикальної реакція

Діагностичні Ознаки	Правило для коліс передньої осі	Правило для коліс задньої осі
$\vartheta > 0$	збільшення вертикальної реакції	зниження вертикальної реакції
$\vartheta < 0$	зниження вертикальної реакції	збільшення вертикальної реакції

Такий підхід дозволяє, використовуючи тільки інформацію про поточний управління на кожному колесі, сформуванню уявлення про зміну вертикальної реакції. На рис. 4.10, представлені результати дорожніх випробувань з включеної АБС, що має індивідуальне регулювання, і результатом застосування моделі (4.4) розрахунку зміни вертикальної реакції.

Як видно, наявність різної інтенсивності наростання тиску робочого тіла у виконавчих механізмах (рис. 2.15 а)), пов'язане із застосуванням лінійних регуляторів контролю гальмівного момент, не дозволяє поширити таке рішення однозначно, і виникають невідповідності від зміни уповільнення (рис. 2.15 а)).

Тоді параметри, що характеризують цикл управління, повинні враховувати інтенсивність зміни тиску в приводі. В якості такого параметра.

2.7 Висновки до розділу 2

В результаті проведеного дослідження виявлено, що на цикл управління АБС двухосного автомобіля істотне значення надає перерозподіл вертикальних реакцій, яке може привести до виходу системи за межі значення параметрів, що

характеризують здатність системи виконувати необхідні функції. Тому при дослідженні систем активної безпеки автомобіля в режимі гальмування повинна використовуватися модель автомобіля, що відображає його динаміку з урахуванням індивідуальних моделей об'єкта «колесо-дорога» і застосуванням ієрархічного зв'язку з об'єктом «автомобіль», а керуючі сигнали повинні формуватися з урахуванням визначення стану об'єкта «колесо дорога» і урахуванням зміни вертикальних реакцій. З цією метою:

1. Розроблено метод розрахунку і синтезу контуру управління АБС на основі відомих математичних принципів оптимального управління. Метод дає рішення задачі гальмівного управління при екстремому гальмуванні з урахуванням взаємовпливу коліс кожної осі з опорною поверхнею і перерозподілом вертикальних реакцій. Рівняння математичної моделі об'єкта «автомобіль- колесо-дорога» забезпечують виконання необхідних умов для завдання оптимального управління з так званим особливим управлінням.

2. Запропоновано нову стратегію антиблокувального управління при екстремому гальмуванні, що враховує взаємний вплив коліс кожної осі з опорної поверхнею і перерозподіл вертикальних реакцій, - «пов'язане управління». У загальному вигляді управління коліс передньої і задньої осі має перебувати в протифазі і визначатися вертикальною реакцією на колесі.

3. Відзначено, що мінімум гальмівного шляху, при обраних характеристиках гальмівних механізмів забезпечується фазою підйому тиску робочого тіла на першому циклі з максимальною інтенсивністю до виходу в робочу зону АБС. Цей факт ілюструє недоцільність застосування регуляторів гальмівних сил при екстремому гальмуванні.

4. Запропоновано концептуальну ідею формування контуру «пов'язаного управління» при індивідуальному антиблокувальному управлінні колесами для двовісного транспортного засобу на базі системного підходу, де вектори управління формуються на підставі критеріїв вибору.

З точки зору мети «пов'язаного управління», реалізація алгоритму приведена у вигляді завдання синтезу і включає в себе:

- вимір поточних значень кутових швидкостей коліс;
- визначення похідних від кутових швидкостей коліс і порівняння їх з пороговими значеннями від кутової швидкості;
- формування цільової швидкості автомобіля і порівняння її з поточною швидкістю колеса;
- визначення черговості блокування коліс;
- прогнозування зміни стану об'єкта з використанням якісного визначення зміни вертикальних реакцій;

Такий алгоритм дає одне з оптимальних рішень з гальмівного шляху (Мінімальний гальмівний шлях допускає рішення при контролі тиску робочого тіла в виконавчих механізмах відмінного від індивідуального управління). Універсальність розробленого рішення досягається шляхом застосування коригуючого контуру управління до основного алгоритму індивідуального управління.



РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ГАЛЬМУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ АБС
ЗІ ЗВ'ЯЗАНИМ КЕРУВАННЯМ

3.1 Визначення впливу алгоритму пов'язаного управління на ефективність гальмування з АБС

Визначення впливу АБС на гальмівну ефективність, як це стало традиційно, здійснюється визначенням коефіцієнта (ε) використання сили зчеплення. Коефіцієнт ε визначається як співвідношення між максимальним коефіцієнтом гальмування при включеному АБС (z_{AL}) і коефіцієнтом зчеплення (k_M) за формулою:



$$\varepsilon = \frac{z_{AL}}{k_M} \quad (3.1)$$

Коефіцієнт гальмування (z_{AL}) вимірюється на транспортному засобі з АБС, що працює в режимі безперервної циклічності на підставі середнього результату трьох випробувань, з урахуванням часу, необхідного для зниження швидкості з 40 км/год до 20 км/год за такою формулою:

$$z_{AL} = \frac{0.566}{t_z} \quad (3.2)$$

Були проведені дорожні випробування перевірки ефективності роботи АБС із застосуванням «пов'язаного управління» і АБС з індивідуальним управлінням. На автомобілі встановлена АБС типової схеми з індивідуальним управлінням, коли кожне колесо має свій індивідуальний контур управління (модулятор) і сенсорну частину (датчики). Результати випробувань, за визначенням ефективності АБС, представлені далі.

3.1.1 Результати випробувань з визначення ефективності АБС

На випробувальному автомобілі встановлена АБС типової схеми з індивідуальним керуванням кожного колеса.

Випробувальне обладнання та прилади:

- прилад для визначення параметрів поздовжньої динаміки транспортного засобу «VBOX III» фірми «Racelogic» (Великобританія);
- прилад для визначення параметрів поздовжньої динаміки транспортного засобу «VBOX Speed Sensor» фірми «Racelogic» (Великобританія).

Випробування по визначенню ефективності АБС проводилися на дорогах з високим (сухий асфальт), середнім (мокрый асфальт) і низьким (мокрый базальт) коефіцієнтом зчеплення.

Високий коефіцієнт зчеплення.

Умови випробувань: дорожнє покриття - сухий асфальт.

Таблиця 3.1 – Результати випробування ($\varphi \approx 1,1$) без «пов'язаного управління»

Заїзд №	час гальмування від 40 до 20 км/год, t, с	Коефіцієнт гальмування	коефіцієнт використуваного зчеплення
1	0,629	0,9	0,82
2	0,618	0,916	0,83
3	0,6	0,943	0,86

Таблиця 3.2 - Результати випробування ($\varphi \approx 1,1$) із застосуванням «пов'язаного управління»

Заїзд №	час гальмування від 40 до 20 км/год, t, с	Коефіцієнт гальмування	коефіцієнт використуваного зчеплення
1	0,542	1,044	0,95
2	0,552	1,025	0,93
3	0,535	1,055	0,96

Додаткові випробування.

При гальмуванні з високої (75-90 км/год) початковою швидкістю при роботі АБС з індивідуальним і «пов'язаним управлінням» безпосередньо керовані колеса не блокуються, на рис. 3.1 представлений приклад осцилограми із записом кутових швидкостей коліс.

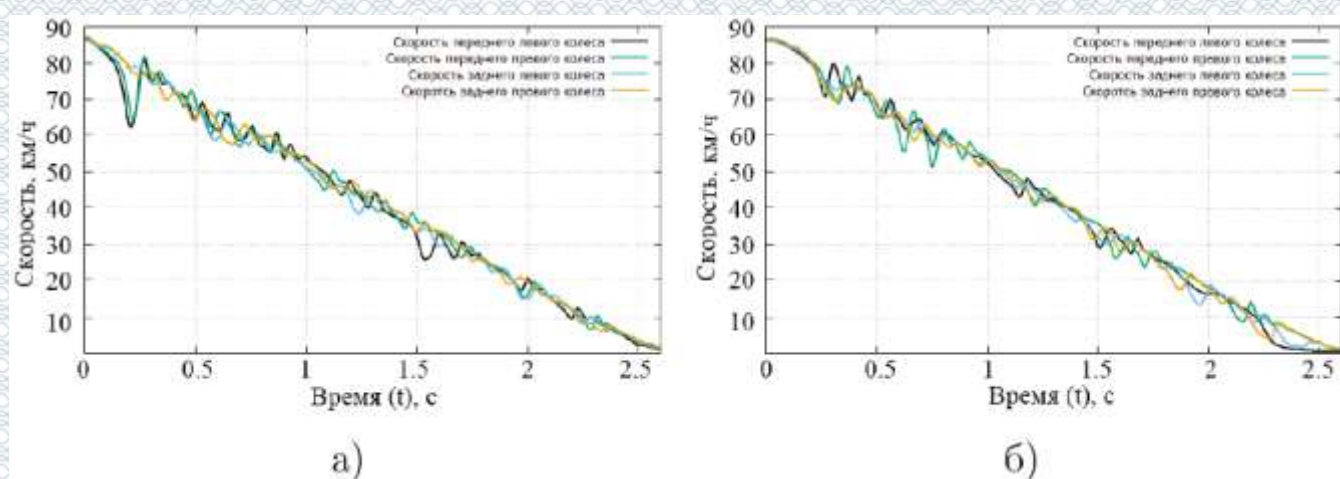


Рисунок 3.1 – Осцилограми із записом кутових швидкостей коліс
а) з індивідуальним; б) пов'язаних управлінням

Середній коефіцієнт зчеплення.

Умови випробувань: дорожнє покриття - мокрий асфальт.

Таблиця 3.3 – Результати випробування ($\varphi \approx 0,87$) без «пов'язаного управління»

Заїзд №	час гальмування від 40 до 20 км/год, t, с	Коефіцієнт гальмування	коефіцієнт використовуваного зчеплення
1	0,82	0,69	0,96
2	0,857	0,668	0,93
3	0,825	0,686	0,95

Таблиця 3.4 - Результати випробування ($\varphi \approx 0,72$) із застосуванням «пов'язаного управління»

Заїзд №	час гальмування від 40 до 20 км/год, t, с	Коефіцієнт гальмування	коефіцієнт використовуваного зчеплення
1	0,82	0,69	0,96
2	0,857	0,668	0,93
3	0,825	0,686	0,95

Додаткові випробування.

При гальмуванні з високої (75-90 км/год) початковою швидкістю при роботі АБС з індивідуальним і «пов'язаним управлінням» безпосередньо керовані колеса не блокуються, на рис. 3.2 представлений приклад осцилограмит із записом кутових швидкостей коліс.

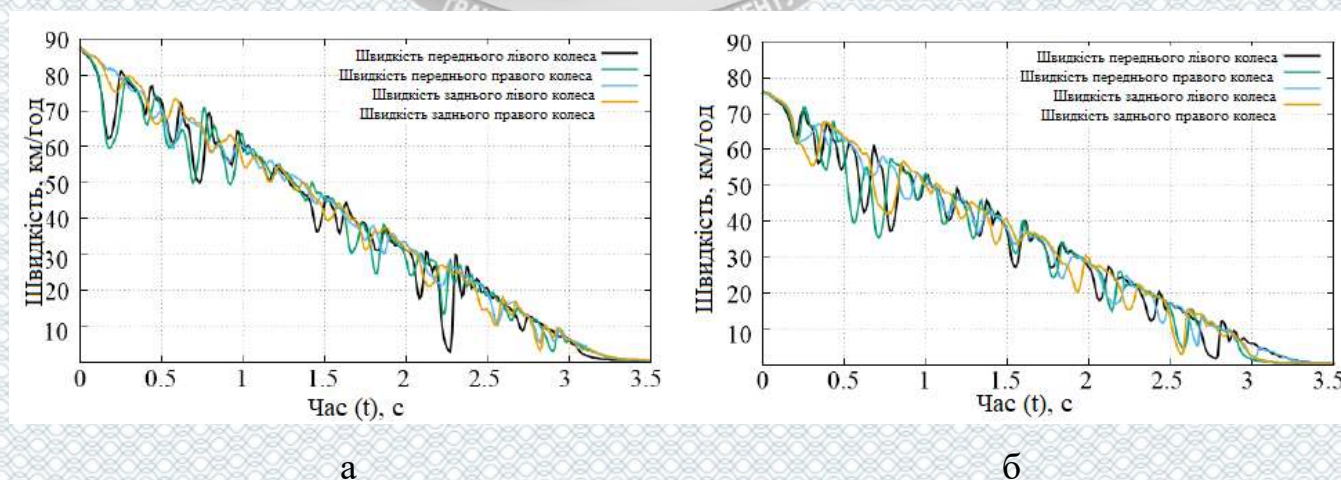


Рисунок 3.2 – Осцилограми із записом кутових швидкостей коліс
а) з індивідуальним; б) пов'язаних управлінням

Низький коефіцієнт зчеплення.

Умови випробувань: дорожнє покриття - мокрий базальт.

Таблиця 3.5 – Результати випробування ($\varphi \approx 0,24$) без «пов'язаного управління»

Заїзд №	час гальмування від 40 до 20 км/год, t, с	Коефіцієнт гальмування	коефіцієнт використовованого зчеплення
1	2,512	0,225	0,94
2	2,617	0,216	0,9
3	2,572	0,22	0,92

Таблиця 3.6 - Результати випробування ($\varphi \approx 0,25$) із застосуванням «пов'язаного управління »

Заїзд №	час гальмування від 40 до 20 км/год, t, с	Коефіцієнт гальмування	коефіцієнт використовованого зчеплення
1	2,465	0,229	0,92
2	2,687	0,211	0,84
3	2,592	0,218	0,87

Додаткові випробування.

При гальмуванні з високої (75-90 км/год) початковою швидкістю при роботі АБС з індивідуальним і «пов'язаним управлінням» безпосередньо керовані колеса не блокуються, на рис. 3.3 представлений приклад осцилограмит із записом кутових швидкостей коліс.

У зв'язку з тим, що наведені в таблицях значення коефіцієнта використовованого зчеплення більше ніж 0.75, то автомобіль з АБС по ефективності гальмування відповідає вимогам.

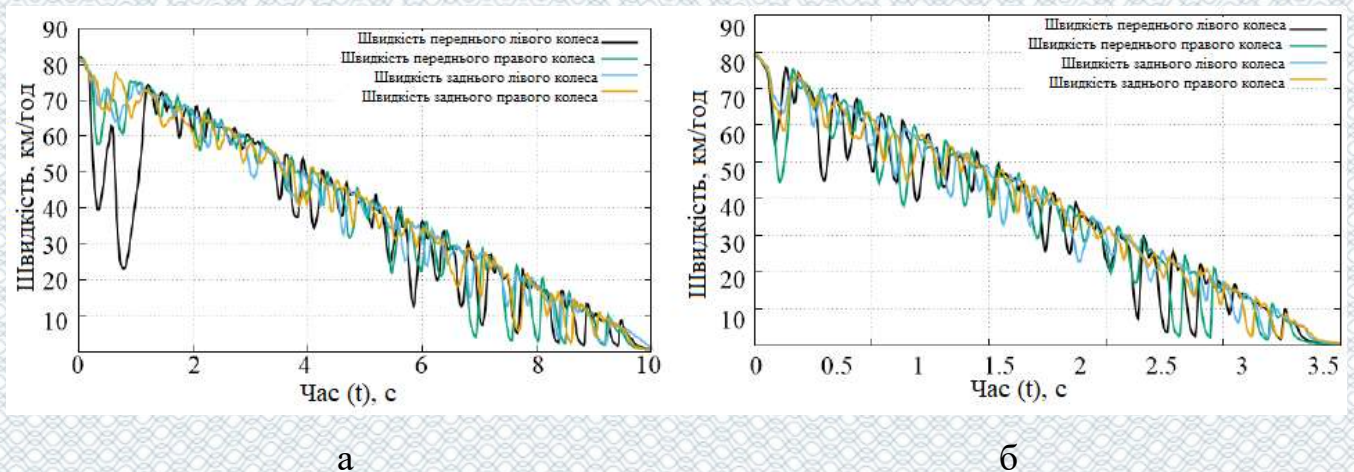


Рисунок 3.2 – Осцилограми із записом кутових швидкостей коліс

а) з індивідуальним; б) пов'язаних управлінням

Результати дорожніх випробувань повністю підтверджують проведені аналітичні розрахунки [4], що ілюструє адекватність пропонованого аналітичного підходу. Однак, з огляду на доведену варіативність виконання однакової ефективності при різних траєкторіях необхідне формування таких оціночних ознак, які дозволяють однозначно оцінити позитивний ефект від прийнятого рішення.

3.1.2 Непрямий метод визначення впливу алгоритму пов'язаного управління на стійкість автомобіля

Пропонований підхід «пов'язаного управління» дозволяє досягти більш оптимального використання сил зчеплення, що дозволяє збільшити запас поперечної сили за рахунок підтримки руху колеса в стійкій зоні кочення і зниження амплітуди регулювання. Даний ефект описаний в статті і обґрунтовується математично. Оцінка процесу блокування колеса, вплив дороги на навантажувальні режими колеса і гальмівної системи буде ілюструватися яка енергія використовується для реалізації такого режиму гальмування. Використовуючи теорему Кенінга, сумарна енергія складається з енергії поступального руху автомобіля і обертального руху коліс:

$$E = \frac{m_a V_a^2}{2} + \frac{J_{\text{шп}} \omega_{\text{шп}}^2}{2} + \frac{J_{\text{пл}} \omega_{\text{пл}}^2}{2} + \frac{J_{\text{зп}} \omega_{\text{зп}}^2}{2} + \frac{J_{\text{зл}} \omega_{\text{зл}}^2}{2}. \quad (3.3)$$

Диференціювання рівняння (3.3) за часом дає реалізовану на колесі потужність:

$$\frac{dE}{dt} = m_a V \frac{dV_a}{dt} + J_{\text{пнп}} \omega_{\text{пнп}} \frac{d\omega_{\text{пнп}}}{dt} + J_{\text{плл}} \omega_{\text{плл}} \frac{d\omega_{\text{плл}}}{dt} + J_{\text{зпп}} \omega_{\text{зпп}} \frac{d\omega_{\text{зпп}}}{dt} + J_{\text{зпл}} \omega_{\text{зпл}} \frac{d\omega_{\text{зпл}}}{dt}. \quad (3.4)$$

Виконуючи обчислення функції потужності (3.4) відповідно до роботи, де відбувається використання рівнянь потужнісного балансу для кожного колеса, маємо диференціальне рівняння виду:

$$m_a \frac{dV_a}{dt} = R_x^{\text{пнп}} + (1 - s_{\text{пнп}}) \left(\frac{k_T^{\text{пнп}} p_{\text{пнп}}}{r_{\text{Д}}} - \frac{J_{\text{пнп}}}{r_{\text{Д}}} \frac{d\omega_{\text{пнп}}}{dt} - R_x^{\text{пнп}} \right) + R_x^{\text{плл}} + (1 - s_{\text{плл}}) \left(\frac{k_T^{\text{плл}} p_{\text{плл}}}{r_{\text{Д}}} - \frac{J_{\text{плл}}}{r_{\text{Д}}} \frac{d\omega_{\text{плл}}}{dt} - R_x^{\text{плл}} \right) + R_x^{\text{зпп}} + (1 - s_{\text{зпп}}) \left(\frac{k_T^{\text{зпп}} p_{\text{зпп}}}{r_{\text{Д}}} - \frac{J_{\text{зпп}}}{r_{\text{Д}}} \frac{d\omega_{\text{зпп}}}{dt} - R_x^{\text{зпп}} \right) + R_x^{\text{зпл}} + (1 - s_{\text{зпл}}) \left(\frac{k_T^{\text{зпл}} p_{\text{зпл}}}{r_{\text{Д}}} - \frac{J_{\text{зпл}}}{r_{\text{Д}}} \frac{d\omega_{\text{зпл}}}{dt} - R_x^{\text{зпл}} \right). \quad (3.5)$$

З рівняння (3.5) видно, що проковзування колеса є показником відношення потужності, яка припадає на сили тертя ковзання до потужності сили тертя кочення колеса. Тоді оціночним параметром за запасом поперечної сили в зоні контакту колеса з дорогою може служити функція відношення роботи створюваної силами тертя кочення до сил тертя ковзання:

$$k_A = \frac{1}{n(t_{\text{max}} - t_0)} \int_{t_0}^{t_{\text{max}}} \sum_{i=1}^n s_i dt \quad (3.6)$$

Для кількісної оцінки ефективності застосування пов'язаного управління розглянемо наступний критерій:

$$\delta k_A = \frac{k_A^{IR} - k_A^{СВ}}{k_A^{IR}} 100\% \quad (3.7)$$

Загальні результати оцінки запасу поперечної сили в результаті дорожніх випробувань представлені в табл. 3.6. Як видно, застосування «пов'язаного управління» дозволяє знизити середнє значення проковзування в порівнянні з індивідуальним управлінням АБС.

3.1.3 Аналіз результатів дослідження

Як видно з результатів порівняльних дорожніх випробувань (рис. 3.3), застосування «пов'язаного управління» дозволяє підвищити гальмівну ефективність на дорогах з дуже високим коефіцієнтом зчеплення до 12% при одночасному зниженні середнього значення функції проковзування до 9.2%, що відповідає більшому запасу на сприйняття бічних сил. Тим самим відбувається скорочення гальмівного шляху в екстрених ситуація на дорогах з високим коефіцієнтом зчеплення, де важливий гальмівний шлях, при поліпшенні властивостей керованості і стійкості. Це пов'язано з досить великими значеннями зповільнень, що призводить до значних змін вертикальної реакції і допустимості незначних коригувальних управлінь для отримання бажаних траєкторій.

Таблиця 3.7 – Результати порівняльного аналізу коефіцієнта запасу поперечної сили

Дорожні умови	k_A із застосуванням пов'язаного управління	k_A без пов'язаного управління	$\delta k_A, \%$
сухий асфальт	0,188	0,207	9,2
мокрый асфальт	0,222	0,238	6,7
мокрый базальт	0,235	0,258	0,89

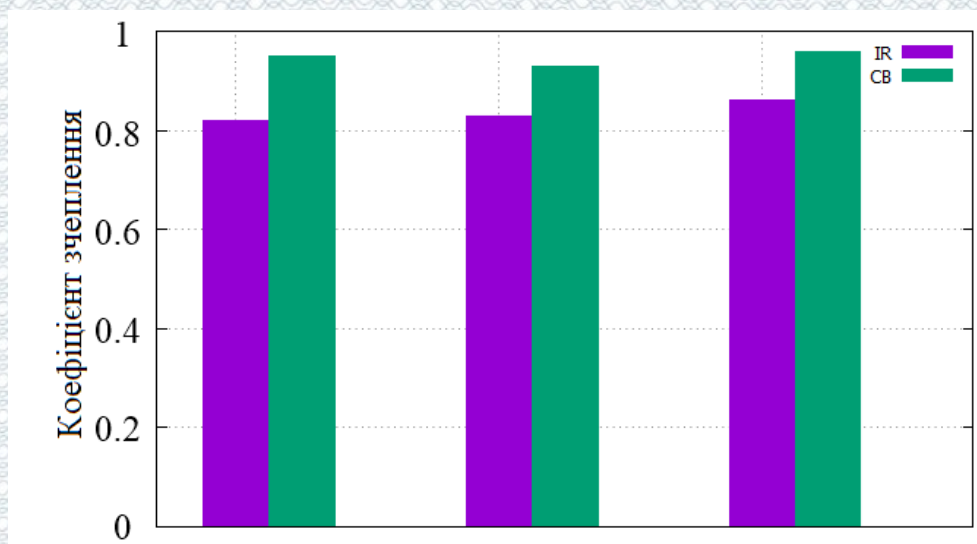


Рисунок 3.3 – Результати порівняльних дорожніх випробувань
(сухий асфальт)

Застосування «пов'язаного управління» на дорогах із середнім коефіцієнтом зчеплення (рис. 3.4) забезпечує зниження середнього значення функції прослизання до 6,7% при збереженні ідентичного значення коефіцієнта використовуваного зчеплення, що відповідає рівній гальмівній дистанції. Тобто реалізація «пов'язаного управління» дозволяє досягти поліпшення властивостей керованості і стійкості при близьких показниках по використанню сил зчеплення в порівнянні з індивідуальним управлінням.

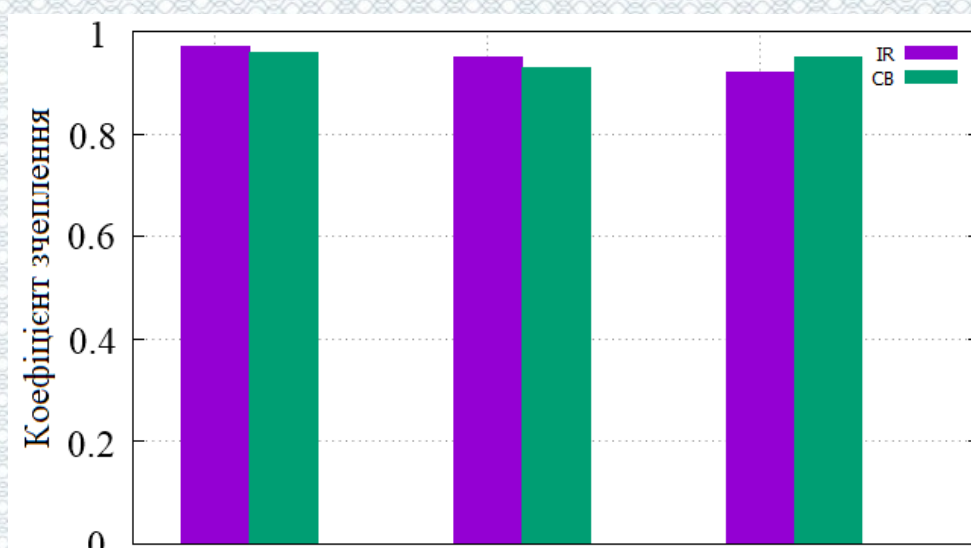


Рисунок 3.4 – Результати порівняльних дорожніх випробувань
(мокрый асфальт)

На дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення (рис.3.5) відбувається незначне зниження гальмування (зниження коефіцієнта використовуваного зчеплення близько 5%), яке супроводжується підвищенням стійкості транспортного засобу за рахунок зниження функції середнього значення проковзування до 8,9%. Така поведінка благотворно позначається при гальмуванні на льоду коли потрібне забезпечення траєкторної стійкості під час гальмування.

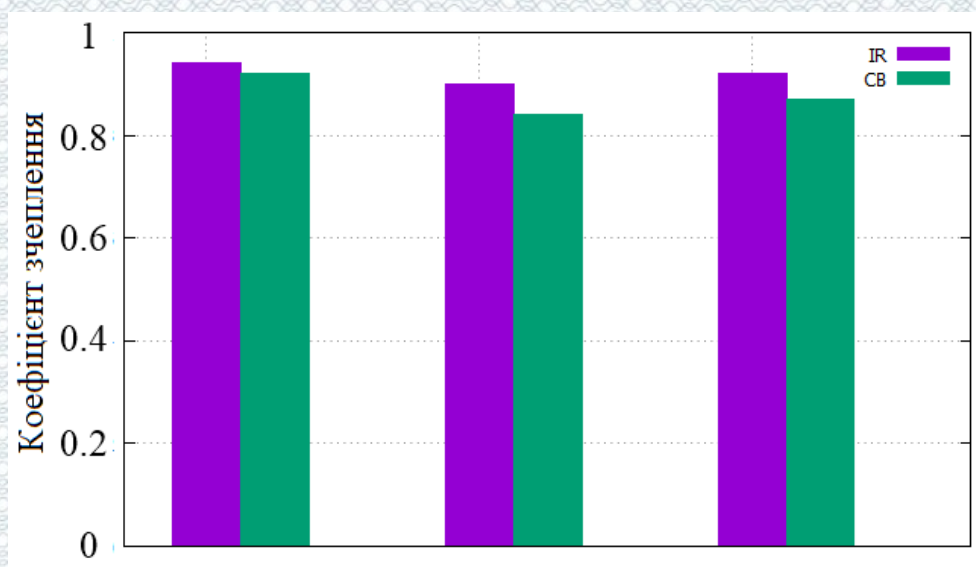


Рисунок 3.5 - Результати порівняльних дорожніх випробувань (мокрий базальт)

Розглядаючи результати роботи [6], залежності між коефіцієнтами використовуваного зчеплення в поздовжньому і поперечному напрямку характеризуються як параметрична функція від прослизання. Тоді допустима поперечна сила при даному значенні проковзування визначається формулою:

$$R_y^{sum} = \varphi_y R_z = G_a \sum \varphi_y^i \quad (3.7)$$

З урахуванням формули (3.7) запас поперечної сили буде визначатися:

$$\Delta R_y^{sum} = \varphi_y R_z = G_a \frac{\sum \varphi_y^i - \sum \varphi_y^i}{\sum \varphi_y^i} \quad (3.8)$$

Таким чином, оцінюючи значення коефіцієнта зчеплення в поперечному напрямку через функцію проковзування можна зіставити з величиною поперечної сили.

На дорозі із середнім коефіцієнтом зчеплення збільшення запасу поперечної сили склало 2,3%, на дорозі з низьким коефіцієнтом зчеплення збільшення запасу поперечної сили становить 5%, що можна порівняти зі зниженням ефективності гальмування.

3.2 Шляхи вдосконалення алгоритмів антиблокувального управління автотранспортного засобу при індивідуальному управлінні

Засоби боротьби з блокуванням колеса мають багаторічну історію від механічних систем до електронного урядування та в даний час завдання АБС це не тільки запобігання блокування коліс, а й рішення завдання оптимального управління з точки зору реалізації зчіпних властивостей колеса з дорогою під час гальмування автомобіля.

Для моделі одиночного колеса задача вирішена в ряді робіт [5,6,10]. Для об'єкта «автомобіль-колесо-дорога», де накладено ієрархічні зв'язку на об'єкт нижнього і верхнього рівня задача вирішена в рамках даної роботи і запропонований метод вирішення для складного об'єкта з виходом на алгоритм управління.

Ідея застосування «пов'язаного управління» для антиблокувальної системи автотранспортного засобу при індивідуальному регулюванні тиску робочого тіла в виконавчих механізмах гальмівної системи полягає в забезпеченні високих показників поперечного та поздовжнього коефіцієнтів зчеплення з урахуванням динамічних процесів при антиблокувальному регулюванні, що дозволяє знизити перерегулювання і працювати стійко в більш вузькому діапазоні проковзувань.

Поліпшення роботи можливо при підході застосування «пов'язаного управління» і калібрування порогових значень контролерів обох контурів, на рис 3.6. представлений алгоритм настройки комбінованого підходу.

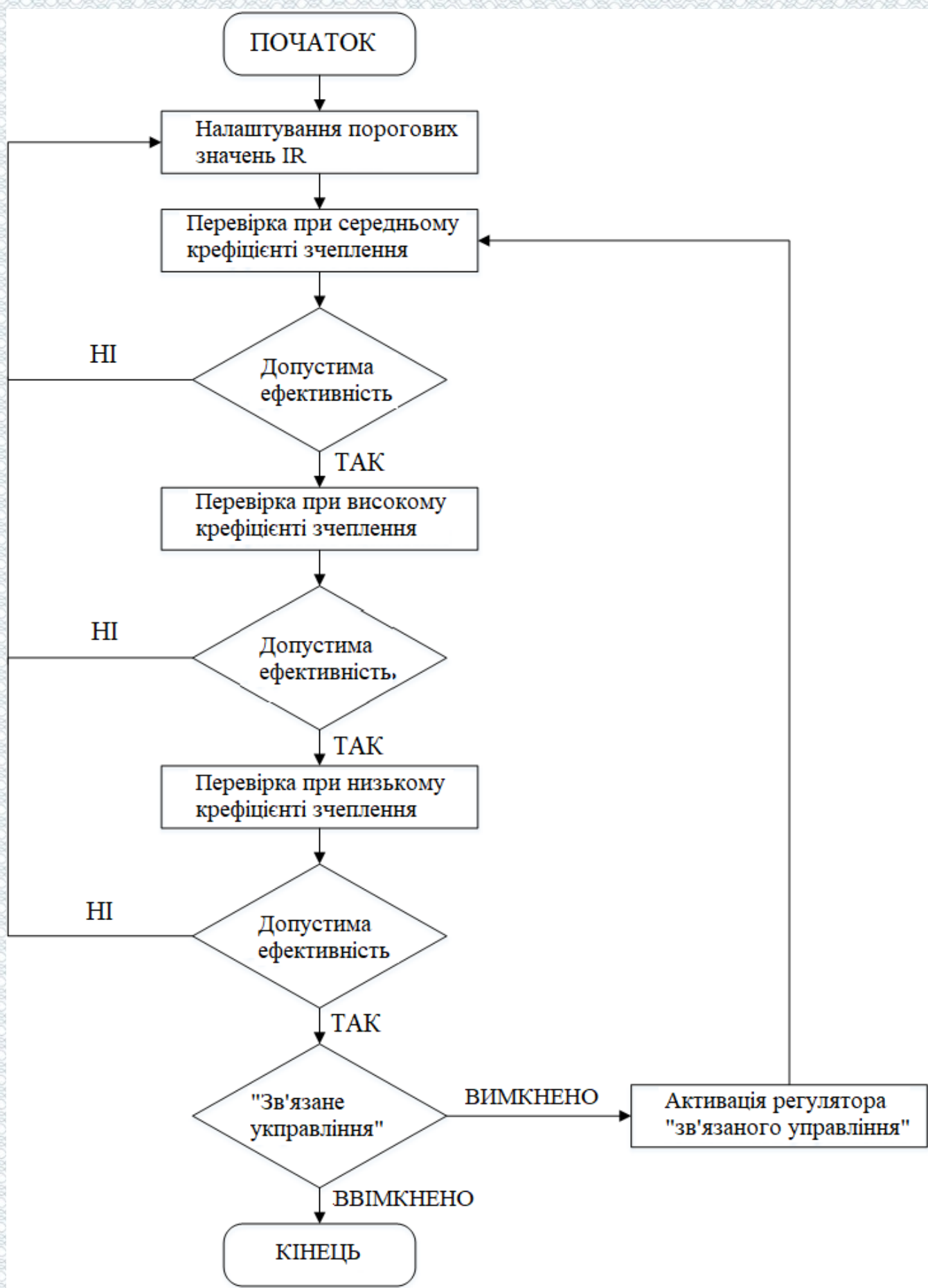


Рисунок 3.6 – Алгоритм налаштування комбінованого підходу

3.3 Розрахунок економічної ефективності

Велика небезпека виникнення ДТП виникає взимку при виїзді автобусів зранку на маршрут, оскільки дорожні служби ще не встигли почистити дороги від снігу та нанести реагенти для танення льоду. За цих умов від роботи АБС буде залежати чи зможе автобус зупинитись вчасно.

За таких умов автобуси отримують переважно невеликі пошкодження на відновлення яких в середньому затрачається 5 000-20 000 грн., при цьому на відновлення інших учасників руху, або елементів інфраструктури, які були пошкоджені, потрібно витратити від 2 000 до 20 000 грн.

Також при виникненні ДТП порушується графік руху автобусів та підприємство несе збитки близько $E_n = 500$ грн/год. При цьому виникає необхідність доставки пошкодженого автобуса на ремонт в АТП, а на маршрут вивести резервний автобус. Витрати на заміну автобуса визначаються за формулою:

$$B_n = B_{n1} + B_{n2} + B_3 \quad (3.9)$$

де $B_{n1} = 300$ грн – витрати на перегін автобуса з АТП на маршрут, включає в себе витрати на паливо-мастильні матеріали та оплату роботи водія;

$B_{n2} = 300$ грн – витрати на перегін пошкодженого автобуса з маршруту в АТП, включає в себе витрати на паливо-мастильні матеріали та оплату роботи водія;

B_3 – витрати на покриття збиткі підприємством:

$$B_3 = E_n \cdot t_n \quad (3.10)$$

де E_n – збитки підприємства від відсутності автобуса на маршруті, грн/год;

t_n – тривалість відсутності автобуса на маршруті, год., приймаємо рівним 1 год

$$B_3 = 500 \cdot 1 = 500 \text{ грн.}$$

$$B_n = 300 + 300 + 500 = 1100 \text{ грн.}$$

Втрати, які несе підприємство при виникненні ДТП визначається за формулою:

$$B_{\text{підпр}} = B_{\text{ДТП1}} + B_{\text{ДТП2}} + B_n \quad (3.10)$$

де $B_{\text{ДТП1}}$ – витрати на відновлення автобуса, грн.

$B_{\text{ДТП2}}$ – витрати на відновлення інших учасників руху, або елементів інфраструктури, які були пошкоджені, грн.

$$B_{\text{підпр}} = 13\,000 + 11\,000 + 1\,100 = 25\,100 \text{ грн.}$$

За зимній період ДТП по причині збільшеного гальмівного шляху трапляється близько $n_{\text{ДТП}} = 30$. Приймаємо, що удосконалений алгоритм роботи АБС дасть змогу запобігти 50% ДТП, тоді витрати на усунення наслідків подібних ДТП будуть складати:

$$B_{\text{підпр.рік}} = B_{\text{підпр}} \cdot n_{\text{ДТП}};$$

$$B_{\text{підпр.рік}} = 25\,100 \cdot 30 \cdot 0,5 = 376\,500 \text{ грн/рік.}$$

Витрати на модернізацію АБС одного автобуса складає 11 000 грн, в АТП використовується 67 автобусів то загальні витрати на модернізацію складуть:

$$B_{\text{модерн}} = 11\,000 \cdot 67 = 737\,000 \text{ грн}$$

Термін окупності інноваційного проекту

$$T_o = \frac{B}{\Delta E}, \text{ років} \quad (4.19)$$

де B – загальна сума капіталовкладень грн.

ΔE – річний економічний ефект використання інноваційної методики, грн/рік.

$$T_o = \frac{737\,000}{376\,500} = 1,96 \text{ року}$$

Виходячи із проведених розрахунків можна узагальнити, що термін окупності встановлення удосконаленої антиблокувальної системи складає 1,96 року, при цьому покращується безпека догожнього руху при виконанні екстреного гальмування.

3.3 Висновки до розділу 3

В даному розділі наведено огляд розробленої математичної моделі об'єкта управління «автомобіль-колесо-дорога» і методів ідентифікації, верифікації математички моделі, розробленої в програмному комплексі MatLab Simulink. Використання запропонованих підходів дозволяє досягти допустимого рівня точності математичної моделі (понад 85%), що є достатнім для проведення математичних експериментів при проектуванні антиблокувальних систем і моделювання поздовжньої динаміки транспортного засобу.

Представлені результати порівняльних досліджень відомого принципу антиблокувального регулювання в порівнянні з алгоритмом «пов'язаного управління». Доведено необхідність і доцільність вдосконалення роботи антиблокувальної системи для транспортних засобів КП «Вінницька транспортна компанія» з цілю підвищення безпеки їх експлуатації.

Проведено розрахунок економічної ефективності від використання удосконаленої АБС та визначено термін окупності їх встановлення на транспортні засоби підприємства, який становить 1,96 року, при цьому покращується безпека догожнього руху при виконанні екстреного гальмування.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В даному розділі розглядаються зона поточного ремонту автотранспортного парку комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія». Для даної зона характерні такі умови роботи.

На робітників можуть впливати шкідливі та небезпечні виробничі фактори. До них належать:

- системи, які знаходяться під тиском, не рівним атмосферному (компресори – підвищений тиск 10 бар.);
- підвищений рівень вібрації і шуму (за рахунок роботи компресора, підйомників та іншого обладнання);
- психофізіологічні: фізичні перевантаження, нервово-психічні перевантаження (монотонність роботи, емоційні перевантаження).

Організація та проведення робіт в зоні поточного ремонту, розташування та експлуатація устаткування повинні відповідати Правилам з техніки безпеки і виробничої санітарії, а також ДНАОП 0.00-1.28-97). Енергетичні витрати робітника незначні – до 100 ккал/год.

Освітлення природне бокове та штучне комбіноване.

Напруга живлення обладнання 380/220 В.

Використовується природна вентиляція та механічна приточно-витяжна система.

Робота здійснюється в 2 зміни.

4.1 Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкта

4.1.1 Технічні рішення з безпечної організації робочого місця

Виробничі приміщення для технологічного процесу повинні відповідати вимогам. Об'єм виробничого приміщення на одного працюючого повинен бути не менше 15 м³, а площа – не менше 4,5 м².

Вимога до приміщення зони дільниці шиномонтажних та шиноремонтних робіт.

а) приміщення повинно бути з щільними непротікаючими стелями. Підлоги варто робити не пильними (метлахська плитка, лінолеум). Стіни – покриття олійною фарбою світлих тонів. Комунікації бажано робити схованими чи офарблювати олійною фарбою.

б) приміщення повинно бути обладнане загальною приточно-витяжною вентиляцією. Повітрозбірники приточної вентиляції повинні бути постачені пиловловлюючими фільтрами.

в) загальне висвітлення бажано здійснювати газорозрядними лампами. Освітленість не менше 3000 лк.

г) установка устаткування, меблів, у тому числі і робочих столів повинна дозволяти проведення вологого прибирання приміщення не рідше 3-х раз у тиждень.

На дільниці є аптечка першої медичної допомоги, умивальник для миття рук.

До роботи повинний допускатися обслуговуючий персонал, що добре знає технологічний процес, пройшов підготовку за правилами експлуатації обладнання, правилами техніки безпеки і гігієни.

Вентиляція, що відсмоктує, повинна бути постачена пиловловлюючим фільтром. Необхідно стежити за своєчасним очищенням пиловловлюючого фільтра.

Робоче приміщення, у яких виробляється обробка чи деталей вакуумних судин із застосуванням бензину, спирту, ацетону повинні бути знеструмлені.

Особи, відповідальні за роботу обладнання, повинні знати, що його включення категорично забороняється:

- а) при несправній системі блокувань;
- б) зі знятими захисними кожухами на механізмі обертання;
- в) при несправній системі електроживлення;
- г) при несправній системі водоохолодження.

Для забезпечення умов безпеки роботи і для запобігання неправильних дій обслуговуючого персоналу, що можуть привести до аварії і виходу з ладу устаткування, передбачені блокування.

Додаткові заходи безпеки при роботі з конкретними матеріалами повинні бути зазначені у відповідних технологічних інструкціях.

Кожен споживач зобов'язаний (у залежності від конкретних умов) розробити свою інструкцію з техніки безпеки.

4.1.2 Електробезпека

За ступінню електробезпеки дільниця шиномонтажних та шиноремонтних робіт відноситься до категорії особливо небезпечних умов по ураженню людей електричним струмом, так як в цьому відділенні присутні такі небезпечні фактори: струмопровідна підлога, струмопровідний пи́л, можливість одночасного дотику до корпусів обладнання та заземлених частин.

Для захисту від ураження електрострумом обираємо такі засоби: занулення, подвійна ізоляція.

Занулення – навмисне електричне з'єднання з нульовим проводом металевих не струмонесучих частин, які можуть опинитися під напругою.

При зануленні провідники мають бути вибрані таким чином, що при замиканні на корпус виникає струм короткого замикання, що забезпечує вимикання автомата чи плавлення плавкої вставки – запобіжника.

Подвійна ізоляція – електроізоляція, що складається з двох частин: робочої і додаткової ізоляції.

Корпус будь-якої електроустановки необхідно заземлювати. Послідовне включення в провідник, що заземлює, декілька апаратів, забороняється.

4.1.3 Промислова безпека об'єктів з підвищеною небезпекою

Роботи повинні проводитися у відповідності з типовими правилами пожежної безпеки для промислових підприємств.

Категорії виробництв по пожежній небезпеці варто приймати по спеціальних відомчих переліках, затвердженим міністерствами у встановленому порядку згідно ДСТУ Б В.1.1-36:2016.

Дільниці шиномонтажних та шиноремонтних робіт відносяться до категорії Г виробництв по пожежній і вибуховій небезпеці. Кількість вогнегасників і інших первинних засобів пожежегасіння для таких цехів і дільниць повинне вибиратися відповідно до зазначених вище типовими правилами.

Приміщення, у яких виконуються роботи, повинні бути побудовані з елементів конструкцій по IV категорії протипожежної безпеки (протипожежна стійкість не менше 2 годин).

Місця, відведені для установки устаткування, повинні бути очищені від легкозаймистих матеріалів у радіусі не менше 5 м.

Таблиця 4.9 – Ступінь вогнестійкості, допустима кількість поверхів і площа поверху в межах пожежного відсіку будівлі

Категорія будівлі	Допустима кількість поверхів	Ступінь вогнестійкості будівлі	Площа поверху в межах пожежного		
			Одноповерхових	Багатоповерхових	
				2	3 і більше
Г	6	Не обмеж.	Не обмеж.	Не обмеж.	Не обмеж.

Таблиця 4.10 – Мінімальні межі вогнестійкості будівельних конструкцій (у год.) і максимальні межі розповсюдження полум'я по них (у см) для даного ступеня вогнестійкості будівель

Ступінь вогнестійкості	Стіни				Колони	Східчаті площадки і клітки, косоури	Плити, настили, інші несучі конструкції	Елементи покриття	
	Несучі	Самонесучі	Зовнішні несучі	Внутрішні несучі				Плити, настили	Балки, ферми, рами
Па	1/0	0,5/0	0,25/40	0,25/40	0,25/0	1/0	0,25/0	0,25/25	0,25/0

У чисельнику – межі вогнестійкості будівельних конструкцій, у знаменнику – межі розповсюдження полум'я по них.

Найбільш прийнятним способом пожежегасіння для діляниці шиномонтажних та шиноремонтних робіт є спосіб розбавлення. Він полягає у тому, що при концентрації кисню у повітрі до 14-18% горіння припиняється. Досягається це за рахунок введення в повітря інертних газів, головним чином вуглекислого. Вуглекислим газом можна гасити все, включаючи електроустановки, що знаходяться під напругою. Для пожежегасіння використовують рідку вуглекислоту. В якості ручних вуглекислотних вогнегасників застосовуються ОУ-2, ОУ-5 та ОУ-8.

За рекомендаціями технічних вимог з експлуатації в приміщеннях, де відбуваються роботи, необхідно мати вогнегасники ОУ-5 в кількості не менше 4 шт.

Відстань до евакуаційних виходів для категорії приміщень Г та III ступеня вогнестійкості не обмежується густиною людського потоку в загальному проході. Ширина шляхів евакуації у світлі повинно бути не менше їм, дверей – не менше 0,8м. Висота проходу на шляхах евакуації повинна бути не менше 2 м.

4.2 Технічні рішення з гігієни праці і виробничої санітарії

4.2.1 Мікроклімат

Мікроклімат нормується відповідно до норм ГОСТ 12.1.005-88 в залежності від категорії робіт та періоду року, від того, постійне чи непостійне робоче місце. Мікроклімат характеризується наступними показниками: T – температура повітря, °С; I – відносна вологість повітря, %; V – інтенсивність теплового опромінення, Вт/м²; - швидкість руху повітря, м/с. Параметри мікроклімату наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Параметри мікроклімату

Період року	Категорія робіт	Температура					Відносна вологість, %		Швидкість руху повітря, м/с	
		Оптимальна	Допустима верхня		Допустима нижня		Оптимальна	Допустима	Оптимальна	Допустима
			Пост. роб. місце	Непост. роб. місце	Пост. роб. місце	Непост. роб. місце				
Холодний	Пб	17-19	21	23	15	13	40-60	75	0,2	≥0,4
Теплий	Пб	20-22	27	29	16	15	40-60	70 при 25 °С	0,3	0,2-0,5

Категорія робіт Пб – енерговитрати 200-250 ккал/год (233-290 Вт). Норми інтенсивності теплового опромінення беремо з ГОСТ 12.1.005-88 (таблиця 4.2)

Таблиця 4.2 – Норми інтенсивності теплового опромінення

Відсоток опромінення поверх тіла людини	> 50	25-50	<25
Допустима інтенсивність теплового опромінення, Вт/м ²	35	70	100

4.2.2 Склад повітря робочої зони

Концентрація шкідливих речовин в повітрі робочої зони не повинна перевищувати встановлених норм.

Для видалення шкідливих викидів від місць їх виникнення необхідно встановити місцеві відсмоктувачі. Аварійна вентиляція повинна забезпечувати кратність повітрообміну не нижче загальнообмінної. Забороняється працювати у виробничих приміщеннях, де виділяються шкідливі речовини при несправній або відключеній вентиляції.

Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони приведені в таблиці 4.3

Таблиця 4.3 – Гранично допустима концентрація шкідливих речовин в повітрі робочої зони

Назва речовини	ГДК, мг/м ³	Клас небезпеки	Агрегатний стан
Бензин-розчинник	100	4	П
Окис титану	12	А	А
Сірчана кислота	0,01	1	А
Свинець	600	4	П

Кількість повітря, необхідного для розчинення шкідливих аерозолів до ГДК повинна бути не менше 38700 м³/кг при швидкості руху створюваного місцевими витягами $\geq 1,3$ м/с. На дільниці шиномонтажних та шиноремонтних робіт використовується приточно-витяжні системи вентиляції й місцеві витяги. Повітропроводи повинні систематично очищатися від пилу, щоб кількість зваженого в повітрі й осілого пилу не могли створити вибухонебезпечні повітряні суміші в об'ємі більш 1% від об'єму приміщення.

Розрахунок бортового відсмоктувача

Бортовий відсмоктувач застосовується для відсмоктування шкідливих випарів з поверхні ванни для попередньої обробки деталей перед ремонтом.

Витрата повітря, що видаляється відсмоктувачем, визначають по формулах, м³/год:

1) без піддува

$$L = 1400 \left(0,53 \frac{B_p l}{B_p + l} + H_p \right)^{\frac{1}{3}} B_p l K_1 K_{\Delta t} K_T, \quad (4.1)$$

де $B_p = 0,2$ м – розрахункова ширина ванни;

$l = 0,45$ м – довжина ванни;

$H_p = 0,09$ м – розрахункова відстань від дзеркала електроліту до осі щілини;

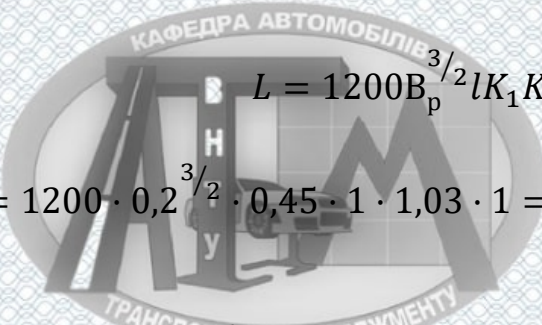
K_l – коефіцієнт обліку конструкції відсмоктувача, прийнятий рівним: 1 – для відсмоктувача з піддувом, 1,8 – для відсмоктувача без піддува;

$K_{\Delta t}$ – коефіцієнт врахування температури електроліту: з піддувом – 1,03, без піддува – 1;

K_T – коефіцієнт врахування токсичності шкідливих речовин, що виділяються з поверхні розчину у ванні, прийнятий для відсмоктувачів без піддува – 1,6, для відсмоктувача з піддувом у всіх випадках $K_T = 1$.

$$L = 1400 \left(0,53 \frac{0,2 \cdot 0,45}{0,2 + 0,45} + 0,09 \right)^{\frac{1}{3}} \cdot 0,2 \cdot 0,45 \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1,46 = 198 \text{ м}^3 / \text{год}$$

2) з піддувом



$$L = 1200 V_p^{3/2} l K_1 K_{\Delta t} K_T, \quad (4.2)$$

$$L = 1200 \cdot 0,2^{3/2} \cdot 0,45 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot 1 = 50 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Витрата повітря на піддув, $\text{м}^3/\text{год}$:

$$L_{\text{п}} = 60 V_p l K_{\Delta t}, \quad (4.3)$$

$$L_{\text{п}} = 60 \cdot 0,2 \cdot 0,45 \cdot 1,03 = 5,56 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Потужність встановленого електродвигуна з вентилятором достатня.

Виробничі приміщення повинні бути обладнані опаленням.

Для обігріву і створення у приміщеннях показників мікроклімату повинно застосовуватись опалення. Передбачається парова система опалення, яка повинна забезпечувати рівномірне прогрівання повітря в приміщеннях, можливість місцевого регулювання або вимикання, зручність у експлуатації і доступ до ремонту.

4.2.3 Виробниче освітлення

Освітлення здійснюється природним та штучним освітленням. Коефіцієнт освітленості нормується з врахуванням найменшого розміру об'єкта розрізнення, характеристики зорової роботи, системи освітлення фону і контрасту об'єкта з фоном відповідно до СНіП II-4-79.

У діючих нормах проектування виробничого освітлення задаються кількісні (розмір мінімальної освітленості) і якісні характеристики (показник осліпленості і дискомфорту, глибина пульсації освітленості) штучного освітлення.

Таблиця 4.4 – Вибір коефіцієнта сонячності клімату

Пояс світлового клімату	Коефіцієнт сонячності клімату		
	При світлових проїмах, що орієнтуються по сторонах горизонту (азимут, град)		
	136-225	226-315, 46-135	316-45
IV 50 с.ш.	0,7	0,75	0,95

Таблиця 4.5 – Параметри штучного та природного освітлення

Характеристики зорової роботи	Найменший розмір розрізн. об'єкта, мм	Розряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізно з фоном	Характеристика фона	Штучне освітлення		Природне освітлення		Суміщене освітлення	
					Освітленість, лк		КЕО _н , %		КЕО _н , %	
					При комбінованому освітленні	При верхньому освітленні	При верхньому	При боковому	При верхньому	При боковому
Високої точності	0,3-0,5	II	Середній	Малий	1000	300	5	2	2,3	0,7-1,2

Природне освітлення регламентується нормами.

Коефіцієнт природної освітленості $e_{iv} = 0,35$

Для загального освітлення в системі комбінованого освітлення необхідно встановити газорозрядні лампи, освітленість яких складає близько 300 лк.

4.2.4 Виробничий шум

На дільниці шиномонтажних та шиноремонтних робіт джерелами шуму є працюючі двигуни технологічного обладнання, поршневий компресор та пневмогайковерт. Допустимі рівні звукового тиску у відповідності до СНіП 3223-85 наведені в табл. 4.6.

Таблиця 4.6 – Рівні звукового тиску

Вид трудової діяльності, робоче місце	Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах з середньгеометричними частотами Гц									Рівні звуку та еквівалентні рівні звуку в
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Виконання всіх видів робіт на постійних робочих місцях в виробничих приміщеннях і на території	107	95	87	82	78	78	75	73	71	80

До організаційно-технічних засобів і методів колективного захисту відноситься: застосування малошумного технологічного процесу, оснащення шумних агрегатів засобами дистанційного керування й автоматичного контролю, застосування малошумних агрегатів, удосконалювання технології ремонту і обслуговування, використання раціональних режимів праці і відпочинку робітників.

4.2.5 Виробничі вібрації

При роботі на дільниці працюючий може піддаватися дії вібрації від поршневого компресора та пневмопістолета. Загальна вібрація викликає струс всього організму, місцева – окремі частини тіла. Локальної вібрації піддаються працюючі з ручним електричним інструментом. Працюючий може піддаватися одночасно впливу загальної і локальної вібрації (“комбінована вібрація”). Для попередження негативного впливу вібрацій на працюючих допускаються такі граничні величини відповідно ГОСТ 12.1012-90, які наведені в таблиці 4.8.

Таблиця 4.7 – Категорії вібрацій

Категорія вібрації по санітарним нормам, критерій оцінки	Характеристика умов праці	Приклад джерел вібрацій
Тип “а” Границя зниження рівня виробничої праці	Технологічна вібрація діє на операторів стаціонарних машин і обладнання або на робочі місця від інших джерел вібрації	Верстати, електричні машини, насосні агрегати, вентилятори

Таблиця 4.8 - Характеристика вібрацій

Вид вібрації	Категорія вібрації	Напрямок дії	Нормативне коректування по частоті і еквівалентне коректування значень			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			м/с ²	дБ	м/с ² ·10 ⁻²	дБ
Локальна	-	X _л , Y _л , Z _л	2,0	126	2,0	112
Загальна	3 тип “а”	Z ₀ , Y ₀ , X ₀	0,1	100	0,2	92

Для зменшення впливу вібрації від поршневого компресора необхідно його встановити на вібро-ізолюючих опорах та розмістити його якомога далі від робочих місць робітників.

4.3 Висновки до розділу 4

В даному розділі було описано необхідні заходи щодо забезпечення потрібного рівня безпеки роботи в зоні поточного ремонту комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія». Також був проведений аналіз нинішньої ситуації з охороною праці на підприємстві та його виробничо-технічній базі.

Було детально розглянуто питання щодо здійснення заходів та забезпечення необхідного рівня безпеки праці. Було визначено рівень освітлення і вимоги щодо нього, рівень вібрації і заходів щодо його зменшення, стан з пожежебезпекою на підприємстві, встановлено вимоги щодо вентиляції та опалення, організаційно-технічні заходи щодо зменшення виробничого шуму.

Було встановлено, згідно розрахунків, необхідну потужність для бортового відсмоктувача шкідливих випарів та встановлено, що його потужність є достатньою.

ВИСНОВКИ

1. Розроблено метод розрахунку і синтезу управління (алгоритму) для контуру гальмівного управління. Метод дає рішення задачі гальмівного управління при екстремому гальмуванні з урахуванням взаємного впливу коліс кожної осі через перерозподіл вертикальних реакцій і взаємодії колеса з опорною поверхнею при індивідуальному антиблокувальному управлінні колесами.

Відзначено, що мінімум гальмівного шляху, при обраних характеристиках гальмівних механізмів, забезпечується фазою підйому тиску робочого тіла на першому циклі з максимальною інтенсивністю до виходу в робочу зону АБС. Цей факт ілюструє недоцільність застосування регуляторів гальмівних сил при екстремому гальмуванні.

2. Для виконання поставлених завдань було створено розрахунково-імітаційний комплекс в програмному середовищі MATLAB Simulink з просторовою моделлю автомобіля. Розрахунково-імітаційний комплекс дозволив застосувати технологію віртуально-фізичного моделювання, що забезпечило можливість використання в розрахунку даних вимірюваних безпосередньо з автомобіля або гідравлічного стенду.

3. Застосування «пов'язаного управління» дозволяє підвищити гальмівну ефективність на дорогах з високим коефіцієнтом зчеплення до 12% при одночасному збільшенні запасу поперечних сил до 1,4%, що призводить до скорочення гальмівного шляху в екстремих ситуація. На дорогах з середнім коефіцієнтом зчеплення застосування «пов'язаного управління» дозволяє зберегти ефективність гальмування при одночасному збільшенні запасу поперечних сил до 2,3% в порівнянні з індивідуальним управлінням, тобто забезпечується поліпшення властивостей керованості і стійкості. На дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення «пов'язане управління» забезпечує пропорційне зниження ефективності гальмування і збільшення запасу поперечної сили (5%) в порівнянні з індивідуальним управлінням.

4. Проведено розрахунок економічної ефективності від використання удосконаленої АБС та визначено термін окупності її встановлення на транспортні засоби підприємства, який становить 1,96 року.

5. Розглянуті необхідні заходи щодо забезпечення потрібного рівня безпеки роботи в зоні поточного ремонту комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія». Також був проведений аналіз нинішньої ситуації з охороною праці на підприємстві та його виробничо-технічній базі.



СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Галушак О.О. Підвищення гальмівної ефективності транспортних засобів КП «Вінницька транспортна компанія» вдосконаленням роботи антиблокувальної системи // О.О. Галушак, О.І. Войтенко / Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи: Матеріали всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції. – ВНТУ, 2020. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2020/schedConf/presentations>

2. Рязанцев В.А., Ахметшин А.М. Исследование процесса торможения автомобиля с АБС.- Журнал автомобильных инженеров, 2015, №8, 2015. № 1 (90). С. 16-19.

3. Aref M. A. Soliman, Mina M.S. Kaldas An Investigation of Anti-lock Braking System for Automobiles . SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016

4. Кравец, В. Н. Теория автомобиля [Текст] / В. Н. Кравец. — Н. Новгород: НГТУ, 2007. — 368 с.

5. Литвинов, А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля [Текст] / А. С. Литвинов. — М.: Машиностроение. — 1971. — 405 с.

6. Платонов, В. Ф. Машиностроение [Текст]. Т. IV–V. Колесные и гусеничные машины: энциклопедия / В. Ф. Платонов и др.; под общ. ред. В. Ф. Платонова. — М.: Машиностроение, 1997. — 688 с.

7. Автомобильный справочник Bosch [Текст]: пер. с англ. — М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2002. — 896 с.

8. Дьяконов, В. П. VisSim + Mathcad + MATLAB. Визуальное математическое моделирование [Текст] / В. П. Дьяконов. — Г.: Солон-пресс, 2004. — 384 с.

9. Wong, J. V. Theory of Ground Vehicles [Text] / J. V. Wong. — Ed. 3. — NewYork: John Wiley and Sons, 2001. — 528 p.

10. Ротенберг, Р. В. Подвеска автомобиля [Текст] / Р. В. Ротенберг. — 3-е изд., переработ. и доп. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.

11. Ломаев, А. В., Алгоритм управления антиблокировочной системой тормозов автомобиля [Текст] / А. В. Ломаев, Н. М. Филькин // Современные наукоемкие технологии. — 2009. — № 8. — С. 116–117.
12. Тарасик, В. П. Интеллектуальные системы управления автотранспортными средствами [Текст] / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. — Мн.: УП «Технопринт», 2004. — 510 с.
13. Ревин, А. А. Комплексное моделирование в цикле проектирования автомобилей и их систем [Текст] / А. А. Ревин, В. Г. Дыгало // Автомобильная промышленность. — 2002. — № 11. — С. 29–30.
14. Правила № 13. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения. E/ECE/505.5, TRANS.
15. Правила № 13Н. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения. E/ECE/505.5, TRANS.
16. Приложение 10 к Правилам № 13. Распределение торможения между осями транспортных средств и условия совместимости транспортного средства тягача и прицепа. E/ECE/505.5, TRANS.
17. Іщенко І. І., Терещенко С. П. Оцінка економічної ефективності виробництва та затрат. – К.: Вища школа, 2011. – 187 с.
18. Правила охорони праці на автомобільному транспорті. Наказ МНС України від. 09.07.2012 року № 964. Держгірпромнагляд, 2012.-110 с.
19. Закон України. Про захист населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру. № 1809-III від. 08.06. 2000 року.
20. Охорона праці в галузі: Загальні вимоги. Навчальний посібник. – К.: «Основа». 2011. – 551 с.



ДОДАТКИ