

УДК 631.5

Державний реєстраційний номер 0113U008229

Інв. №

Міністерство аграрної політики та продовольства України  
Сумський національний аграрний університет  
40021, м. Суми, вул. Г. Кондратьєва, 160;  
тел. (0542) 22-24-48

ЗАТВЕРДЖУЮ

Ректор Сумського національного  
аграрного університету,  
доктор с.г. наук, професор

\_\_\_\_\_ В.І. Ладика

“ \_\_\_\_\_ ”

\_\_\_\_\_ 2014 р.

АНОТОВАНИЙ ЗВІТ  
ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ  
РОЗРОБКА І ВПРОВАДЖЕННЯ ЕКОЛОГОБЕЗПЕЧНИХ  
ЕНЕРГООЩАДНИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ТА МЕТОДІВ  
ЕКСПЛУАТАЦІЇ В УМОВАХ ЗОНИ ЛІСОСТЕПУ  
(проміжний, за другий етап 2014 р.)  
**ДОСЛІДИТИ ПОЛІПШЕННЯ ДИНАМІКИ ГАЛЬМУВАННЯ  
АВТОМОБІЛІВ З АБС В АГРАРНОМУ СЕКТОРІ**

**Проректор з наукової роботи та  
економічних питань,**

канд. економ. наук, доцент

О.М. Маслак

**Керівник НДР,**

канд. техн. наук, доцент

М.Я Довжик

Результати роботи розглянуто вченою радою інженерно-технологічного  
факультету, протокол № 4 від 24 листопада 2014 р.

**Керівник НДР,**  
к.т.н., доцент

М.Я Довжик

(підпис, дата)

**Відповідальний  
виконавець,**  
к.т.н.

В.В. Шелудченко

(підпис, дата)

## РЕФЕРАТ

Звіт проміжний про НДР: 134 с.

**Об'єкт дослідження** – процеси гальмування автомобіля, обладнаного антиблокувальною системою.

**Мета роботи** – покращити динаміку гальмування ( гальмівну ефективність, керованість та курсову стійкість руху) автомобілів з АБС шляхом удосконалення алгоритмів функціонування АБС.

**Метод дослідження** – для вирішення поставлених завдань застосовувались методи: обробки статистичних даних, чисельні методи вирішення диференційних рівнянь, математичного моделювання динамічних процесів, експериментальних досліджень характеристик модулятора тиску як ланки ланцюга автоматичного керування.

Виявлений вплив підйомів, спусків та кривизни дороги на робочі процеси алгоритму АБС. Доведена необхідність впливу на робочі процеси АБС при гальмуванні в повороті.

Визначений та досліджений спосіб підвищення гальмівної ефективності та курсової стійкості руху автомобіля з АБС при гальмуванні в повороті;

Винайдені залежності для коригування коефіцієнту пробних впливів залежно від поздовжнього та кутового прискорення автомобіля при гальмуванні в повороті.

ВАНТАЖНИЙ АВТОМОБІЛЬ, ГАЛЬМІВНІ ВЛАСТИВОСТІ, АНТИБЛОКУВАЛЬНА СИСТЕМА, МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМУВАННЯ, ГАЛЬМІВНА ЕФЕКТИВНІСТЬ, КЕРОВАНІСТЬ, СТІЙКІСТЬ, МАКРОПРОФІЛЬ ДОРІГ.

## ЗМІСТ

|   |    |
|---|----|
| ВСТУП.....  | 6  |
| РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, МЕТА ТА ЗАВДАННЯ<br>ДОСЛІДЖЕННЯ.....  | 7  |
| 1.1 Дослідження динаміки гальмування автомобіля.....  | 7  |
| 1.2 Порівняльний аналіз алгоритмів функціонування АБС.....  | 17 |
| 1.2.1 Алгоритми релейного циклічного керування гальмуванням...  | 17 |
| 1.2.2 Одноциклові релейні алгоритми.....  | 21 |
| 1.2.3 Багатофазні нециклічні алгоритми.....   | 24 |
| 1.2.4 Алгоритми лінійного безперервного керування гальмуванням..  | 29 |
| 1.2.5 Синтез алгоритму лінійного безперервного керування<br>гальмуванням.....   | 34 |
| 1.3 Дискретно-лінійні алгоритми.....  | 39 |
| 1.4. Мета та завдання дослідження.....  | 42 |
| РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ЯКІ<br>ВПЛИВАЮТЬ НА ГАЛЬМІВНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ, КЕРОВАНІСТЬ ТА<br>КУРСОВУ СТІЙКІСТЬ РУХУ АВТОМОБІЛІВ З АБС..... | 44 |
| 2.1 Аналіз маршрутів перевезень.....  | 44 |
| 2.2 Порівняльний аналіз доріг місцевого та регіонального значення....   | 46 |
| 2.3 Вплив поздовжніх похилів дороги на робочі процеси АБС.....  | 50 |
| 2.4 Вплив кривизни дороги у горизонтальній площині на робочі процеси<br>антиблокувальних систем.....  | 55 |
| 2.5 Вплив кривизни дороги у вертикальній площині на робочі процеси<br>антиблокувальних систем.....  | 60 |
| Висновки по другому розділу.....  | 62 |
| РОЗДІЛ 3. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ<br>АВТОМОБІЛЯ З АБС.....   | 63 |

|   |     |
|---|-----|
| 3.1 Математична модель руху підресореної та невідресорених мас автомобіля.....                              | 64  |
| 3.2 Взаємодія еластичних коліс з опорною поверхнею.....   | 73  |
| 3.3 Модель роботи гальмівного приводу та гальмівних механізмів.....   | 83  |
| 3.4 Математичний опис роботи електронного контролера.....   | 91  |
| РОЗДІЛ 4. МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ.....  | 93  |
| 4.1 Моделювання процесу гальмування при постійних значеннях коефіцієнтів пробних впливів та чутливості..... | 93  |
| 4.2 Моделювання процесу гальмування при змінних значеннях коефіцієнтів пробних впливів та чутливості.....   | 115 |
| ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ.....   | 120 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....  | 122 |

## ВСТУП

Автомобільний транспорт відіграє важливу роль у всіх галузях виробництва, у тому числі і в аграрному секторі економіки. Ефективність роботи автомобільного транспорту в значній мірі залежить від технічних характеристик рухомого складу, серед яких найважливіше місце займають показники гальмівного керування: гальмівна ефективність, керованість та стійкість руху.

Застосування в гальмівних системах автомобілів антиблокувальних систем (АБС), які унеможливають блокування коліс автомобіля при гальмуванні, забезпечує збереження керованості та стійкості руху. Але відомі алгоритми функціонування АБС не враховують перерозподіл навантаження на колеса автомобіля при непрямолінійному русі, що не дозволяє у повній мірі використовувати навантажувально-зчіпні можливості коліс, а це негативно впливає на показники ефективності гальмування, керованості та стійкості руху. Тому дослідження, спрямовані на покращення використання навантажувально-зчіпних можливостей коліс, і, як наслідок, підвищення показників ефективності гальмування, керованості та стійкості руху автомобілів, є актуальними.

# РОЗДІЛ І

## АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.

### 1.1. Дослідження динаміки гальмування автомобіля.

Дослідженню динаміки гальмування автомобіля та пошукам шляхів її вдосконалення присвячені чисельні праці Д.О. Антонова, Ю.Г. Біленького, Б.Б. Генбома, Н.О. Гесслера, Є.М. Гецовича, А.Б. Гредескула, Г.В. Зімельова, В.О. Ілларіонова, Г.М. Косолапова, О.С. Літвинова, А.Ф. Мащенко, Н.Ф. Метлюка, М. Нічке, Я.М. Певзнера, В.О. Петрова, М.О. Петрова, О.О. Ревіна, В.Г. Розанова, Б.С. Фалькевича, Я.Е. Фаробіна, А.К. Фрумкіна, А.А. Хачатурова, Є.О. Чудакова, Д.Р. Елліса та багатьох інших вітчизняних та закордонних вчених. Велика кількість досліджень по гальмівній динаміці колісних машин свідчить про важливість та складність проблеми її поліпшення.

Перші глибокі дослідження гальмівної динаміки колісної машини проведені Є.О. Чудаковим та його учнями.

У цих роботах виконані теоретичні дослідження шляхом формалізації плоскої фізичної моделі автомобіля. У роботах Є.О. Чудакова отримані залежності, що дозволяють визначити оптимальне співвідношення гальмівних сил на двохвісному автомобілі виходячи з умови одночасного блокування всіх коліс. Коефіцієнт розподілу гальмівних сил

$$\beta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}}, \quad (1.1)$$

де  $P_{T1}, P_{T2}$  – сумарні гальмівні сили на передній та задній вісях, що забезпечують оптимальне співвідношення цих сил. Коефіцієнт  $\beta$  залежить від зчіпних умов і геометричних параметрів автомобіля та може бути обчислений за формулою

$$\beta_0 = \frac{\varphi_0 h_g + b}{L}, \quad (1.2)$$

де  $\varphi_0$  – коефіцієнт зчеплення коліс із опорною поверхнею;

$h_g, b$  – координати центра мас;

$L$  – база автомобіля.

У роботах Я.М. Певзнера доведено, що найнебезпечнішим випадком заносу є занос першого роду, що відбувається при бічному ковзанні тільки задньої осі автомобіля. Показано, що такий занос виникає при випереджальному блокуванні коліс задньої осі та розвивається навіть при незначному збурюючому імпульсі, тобто положення автомобіля при заблокованих задніх і незаблокованих передніх колесах досить нестійке. У випадку одночасного блокування всіх коліс може виникнути занос другого роду, при якому передня та задня вісі ковзають у протилежних напрямках. Такий занос менш небезпечний, по-перше, тому, що він не супроводжується значними відхиленнями від початкового напрямку руху, а по-друге, тому, що при заносі другого роду відбувається стабілізація руху, тобто при припиненні дії збурюючого фактора, бічне ковзання вісей загасає. Положення автомобіля із заблокованими передніми та незаблокованими задніми колесами ще більш стійке, оскільки після припинення дії збурюючого фактора, інерційні сили прагнуть повернути автомобіль у положення з початковою орієнтацією поздовжньої осі.

Цей напрямок одержав розвиток у роботах А.Б. Гредескула, який показав, що при постійному, обумовленому конструкцією автомобіля (статичному) розподілі гальмівних сил по вісях процес гальмування автомобіля складається із трьох фаз: до початку блокування коліс - перша фаза; після блокування коліс однієї з осей - друга; після блокування всіх коліс автомобіля - третя, і вивів аналітичні залежності, що дозволяють обчислити величину сумарної гальмівної сили в кожній з фаз. Експериментально показано, що оптимальне гальмування автомобіля



забезпечується при загальмовуванні коліс на грані блокування, а у випадку гальмування при заблокованих колесах не тільки виникає небезпека заносу, але й знижується на 10...15% ефективність гальмування.

Результати досліджень, виконаних Є.О. Чудаковим, Я.М. Певзнером та А.Б. Гредескулом, а також аналогічних досліджень, проведених закордонними вченими, послуговували теоретичними передумовами розробки та дослідження регуляторів гальмівних сил, що дозволяють змінювати коефіцієнт розподілу гальмівних сил у процесі гальмування для забезпечення випереджального блокування передніх коліс. Питаннями розробки, дослідження робочих процесів, оцінки параметричної надійності та визначення зон застосування різних типів регуляторів займалися в різний час О.Б. Абрамов, І.М. Бендас, Л.А. Бігунов, Г.В. Борисенко, Л.Л. Борисов, О.С. Бриков, О.О. Великанов, Г.А. Гаспарянц, Б.Б. Генбом, В.А. Дем'янюк, О.М. Лиходій, Є.В. Осепчугов, Ф.Л. Пекер, М.А. Подрігало, Е.О. Романчик, О.Е. Русаковский, Є.Н. Сидоров, В.Ч. Скутнєв, Д.О. Соцков, О.С. Федосов, Б.Ф. Юдаков, О.Є. Юрц та ін. Всі відомі на сьогоднішній день регулятори гальмівних сил побудовані за принципом розімкнутої автоматичної системи регулювання тиску у виконавчих апаратах гальмівного приводу в залежності від динамічного перерозподілу зчпної ваги між колесами автомобіля, що оцінюється або по взаємному переміщенню підресорених та непідресорених мас автомобіля, або по величині зміни тиску в пневматичних пружних елементах пневматичної підвіски.

Д.О. Антонов показав, що розподіл гальмівних сил по вісях пропорційно нормальним навантаженням на них - це необхідна, але недостатня умова стійкості руху при гальмуванні. З урахуванням нелінійного відведення ним зроблений висновок про необхідність розподілу гальмівних сил при зміні в процесі гальмування нормальних навантажень на колеса у співвідношенні, що перевищує пропорційне відношення гальмівних і нормальних реакцій.

За функціональним призначенням регулятори гальмівних сил можуть бути розділені на три основні групи:

– міжосьові регулятори, що корегують тиск у виконавчих апаратах гальмівного приводу задніх коліс залежно від перерозподілу зчіпної ваги по осях автомобіля під дією поздовжньої сили інерції;

– міжбортові регулятори, що змінюють співвідношення тисків у виконавчих апаратах приводу гальм лівого та правого бортів залежно від перерозподілу зчіпної ваги між колесами бортів під дією гравітаційних (на поперечних ухилах) або інерційних (при криволінійному русі) сил;

– поколесні регулятори, що коригують тиск у гальмівному приводі кожного колеса в залежності від зчіпної ваги, що припадає на дане колесо, з урахуванням його міжосьового та міжбортового перерозподілу.

Довгий час вважалося, що завдання міжосьового розподілу гальмових сил автоматичним регулятором полягає в якомога близькій апроксимації ідеальної кривої розподілу (див.рис.1.1) частинно-лінійною залежністю  $P_{T2} = P_{T2}(P_{T1})$ . Такий погляд на завдання міжосьового регулятора пояснюється тим, що при ідеальній характеристиці в динамічній стадії процесу гальмування досягається максимальне використання зчіпної ваги автомобіля. Однак, виконана в роботах М.А. Подрігало та О.С. Федосова кількісна оцінка впливу точності апроксимації на ефективність гальмування показала, що цей вплив досить незначний.

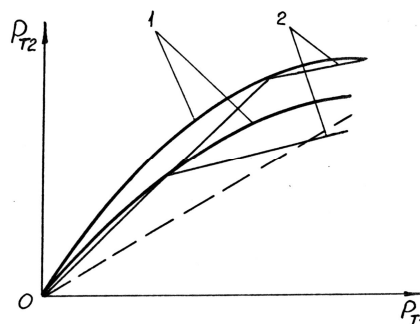


Рис. 1.1 Приблизна характеристика міжосьового регулятора гальмових сил: 1 - ідеальна залежність; 2 - залежність, що забезпечується міжосьовим регулятором

Наприклад, скорочення гальмівного шляху у випадку екстреного гальмування автомобіля при апроксимуючій характеристиці регулятора в порівнянні зі статичним розподілом, показаним на рис.1.1 пунктирною лінією, не перевищує 1% на всіх дорожніх покриттях при початковій швидкості 40 км/год. По мірі підвищення початкової швидкості вплив характеристики регулятора знижується. У зв'язку з цим більш домінуючим є випередження блокування передніх коліс за рахунок відповідного статичного розподілу гальмівних сил по осях, ніж за допомогою динамічного регулятора. Ця теза стає ще більш безперечною з урахуванням досить низької конструктивної та параметричної надійності регуляторів гальмівних сил. З обстежених автомобілів, що перебувають в експлуатації, з міжосьовими регуляторами на ~80% характеристики регуляторів істотно відрізнялися від заводських. Основні відмови регуляторів призводять або до випереджального блокування задніх коліс, або до значного зниження ефективності або вимикання з роботи гальм задніх коліс.

Міжбортові та поколесні регулятори гальмівних сил конструктивно складніші й внаслідок цього, очевидно, ще менш надійні.

Низька ефективність регуляторів гальмівних сил, що забезпечують лише зниження ймовірності, але не усунення можливості втрати стійкості руху при гальмуванні, а також той факт, що при екстрених гальмуваннях необхідно не тільки забезпечити стійкість прямолінійного руху, але й можливість маневрування, обумовили пошуки більш радикальних засобів поліпшення гальмівної динаміки автомобілів.

Численні теоретичні та експериментальні дослідження, виконані вітчизняними та закордонними вченими показали, що забезпечення стійкості та керованості автомобіля при збереженні (або навіть поліпшенні) гальмівної ефективності можливо тільки за умови запобігання блокування всіх коліс автомобіля і їхньому гальмуванні на грані блокування. Для вирішення цього завдання необхідна розробка замкнутих автоматичних систем керування гальмуванням зі зворотнім зв'язком по динамічному стану колеса, що

загальмовується, які забезпечують близьку до оптимального ступінь загальмованості коліс. Саме такі системи одержали в літературі назву антиблокувальних систем (АБС).

Перші спроби створення автомобільних АБС були розпочаті у 20-х роках минулого століття. У цей час була запатентована конструкція механічного пристрою для запобігання блокування коліс, дорожні випробування якого розпочалися лише через 15 років і подальшого розвитку роботи зі створення АБС у той час не одержали. Це пояснюється відсутністю гострої необхідності в їхній розробці при порівняно низькій інтенсивності та швидкостях руху в той період.

Вперше АБС (у механічному варіанті) стали застосовуватися в авіації і на рухомому складі залізничного транспорту. Основні завдання, які вирішували ці АБС - це запобігання розриву пневматичних шин літаків та огранки коліс залізничних вагонів.

По мірі зростання швидкостей руху та мас автотранспортних засобів, а також щільності транспортних потоків на автомагістралях і пов'язаного з цим росту числа дорожньо-транспортних подій усе більш гострою стає необхідність створення та дослідження автомобільних АБС. У зв'язку із цим у 50-х роках ХХ ст. значно активізується діяльність ряду провідних автомобільних фірм за кордоном по розробці АБС. Спроби безпосередньо застосувати авіаційні АБС не дали бажаного результату, оскільки авіаційні АБС розраховані на значно більш вузький діапазон зміни навантажувально-зчіпних умов, гальмування літака відбувається при прямолінійному русі, а для автомобіля необхідно забезпечити можливість маневрування.

Успішне вирішення проблеми намітилося у зв'язку з початком застосування елементів електронної автоматики. З початку 60-х років ХХ ст. активізуються роботи зі створення електронної АБС. До цих робіт підключаються фахівці не тільки провідних автомобільних фірм (Bendix Corporation, General Motors, Girling, Mullard, Robert Bosch, Daimler-Chrysler, Wabco, Societe anonyme DBA, FIAT, TOYOTA, NISSAN, HONDA та ін.), але

й підприємств електронної промисловості. Створюються навіть міжгалузеві міжнародні кооперації та об'єднання, наприклад, Teldix (Telefunken-Bendix).

З метою прискорення створення та впровадження АБС на початку 70-х років ХХ ст. Національне управління безпеки руху США спробувало впровадити стандарт FMVSS-121, що передбачав настільки високі вимоги до ефективності гальмування та стійкості автотранспортних засобів, що оснащення їх АБС ставало необхідним. Первісне впровадження цього стандарту було намічене на 1 січня 1973 р., але потім, через відсутність надійних та ефективних АБС відкладене до 1975 р., а регламентований стандартом гальмівний шлях при цьому був збільшений на 35%!

Періодично багато фірм-розроблювачів АБС заявляли про завершення робіт зі створення АБС і початку їхнього серійного виробництва. Однак, як показала їх масова (більше 200 тисяч автомобілів) підконтрольна експлуатація, ці заяви носили скоріше рекламний характер, ніж свідчили про дійсний стан справ.

У Європі роботи зі створення АБС проводилися в більш спокійній обстановці, впровадження АБС не форсувалося. Це дозволило західноєвропейським фірмам без поспіху провести досить глибокі дослідження проблеми і розробити ряд конструкцій АБС, прийнятних по надійності та якості регулювання. Досить активно роботи зі створення АБС проводились в Японії за участю фахівців більш ніж тридцяти фірм та філій.

У соціалістичних країнах над створенням АБС у той період працювали фахівці ГДР, Польщі, Румунії, ЧССР, Угорщини. У рамках СЕВ була створена Рада по АБС.

У СРСР безпосередньо розробкою АБС і дослідженням питань, пов'язаних з АБС займалися вчені Вузів (Білоруського, Волгоградського політехнічних, Московського, Сибірського та Харківського автомобільно-дорожніх, Московського автомеханічного інститутів), науково-дослідних організацій (НДІавтоприладів, НАМІ, ВКЕІ-Автобуспром) і фахівці заводів Мінавтопрому (ВАЗ, КАМАЗ, ЗІЛ, МАЗ, КРАЗ).

Перші макети вітчизняних електромеханічних АБС були розроблені ще в 60-х роках минулого століття. В 1972 р. у ХАДІ був виготовлений перший електронний зразок АБС. Поштовхом до подальшого розвитку робіт послужив наказ №165 по Мінавтопрому від 4.06.76 "Про організацію робіт зі створення автомобільних електронних систем автоматичного керування". В 1978 р. організована Наукова Рада по координації робіт, спрямованих на створення АБС. Був розроблений і пройшов дорожні випробування експериментально-промисловий зразок електронної АБС конструкції НДІавтоприладів, а також експериментальні зразки електронних АБС для кар'єрних самоскидів і легкових автомобілів малого класу.

Розробкою АБС, дослідженням їхніх робочих процесів, впливу на динаміку гальмування автомобіля та елементів автомобіля як об'єкта автоматичного регулювання займались Автушко В.П., Альокса Н.Н., Андрієвічев Ю.Н., Ахметшин А.М., Балакін В.Д., Гецович Є.М., Гурєвіч Л.В., Ілларіонов В.О., Ірсалієв А.О., Капустін В.В., Козлов Ю.Ф., Косолапов Г.М., Ломака С.І., Меламуд Р.О., Метлюк М.Ф., Мочалов В.В., Морозов Б.І., Нефедьєв Я.М., Первишин М.М., Петров В.О., Петров М.О., Пчелін І.К., Ревін О.О., Соцков Д.О., Фрумкін А.К. та ін. Дослідження проводились одночасно по багатьох напрямках і охоплювали широке коло питань: вплив АБС на динаміку гальмування автомобіля; робочі процеси АБС і її елементів; розробка спеціальних методів теоретичних та експериментальних досліджень; оцінка ефективності схем установки АБС на автомобілі; дослідження та доведення керуючих блоків і модуляторів тиску в гальмовому приводі; синтез законів керування (алгоритмів функціонування); доказ необхідності застосування АБС і т.д.

Прагнення розроблювачів АБС до забезпечення патентної чистоти й патентоспроможності розробок, а також необхідність підвищення якості регулювання привели до того, що на сьогоднішній день налічується кілька тисяч патентних пропозицій, що стосуються АБС. З них більше п'ятисот у тій чи іншій мрі відносяться до алгоритмів їх функціонування. Незважаючи на

велику кількість і різноманіття відомих алгоритмів більшість з них використовують принцип релейного автоматичного керування гальмуванням зі зворотним зв'язком по динамічному стану коліс, що оцінюється за величиною або характером зміни будь-якого контрольованого в процесі гальмування кінематичного параметра, що характеризує процес гальмування колеса. Як контрольовані параметри найбільш широко використовуються: кутове прискорення колеса  $\dot{\omega}$ , його кутова швидкість  $\omega$  або відносне поздовжнє ковзання  $S$ , а також кілька перерахованих параметрів одночасно. Є ряд пропозицій по підвищенню чутливості АБС шляхом використання як контрольованого параметру відношення кутового прискорення колеса до його поздовжньої швидкості або поздовжнього прискорення, неузгодженості кутового та поздовжнього уповільнення колеса. Деякі дослідники пропонували використовувати похідну кутового прискорення.

Процес регулювання ступеня загальмованості коліс у всіх відомих АБС полягає в циклічному або нециклічному чергуванні фаз підвищення, зниження та підтримки на постійному рівні тиску у виконавчих апаратах гальмівного приводу. Сигнали на перемикання фаз зміни тиску формуються залежно від співвідношення контрольованих параметрів і їхніх граничних значень, які задаються постійними або корегуються в процесі гальмування залежно від величин інших, прямо або побічно вимірюваних у процесі гальмування параметрів. Коригування граничних значень може здійснюватися у функції поздовжньої швидкості коліс (автомобіля), коефіцієнта зчеплення коліс із опорною поверхнею, кутової швидкості найменш загальмованого колеса та ін.

Є багато пропозицій регулювати гальмування коліс автомобіля з використанням параметрів, що характеризують стан у процесі гальмування елементів шасі й трансмісії. Такі пристрої не контролюють динамічний стан коліс і внаслідок цього принципово не можуть вирішувати завдання адаптації гальмування до навантажувально-зчіпних умов, що змінюються та режимам руху, тобто не є адаптивними, і тому в даній роботі не розглядалися.

Завдяки дослідженням В.Д. Балакіна, М.О. Петрова, С.М. Баличева, О.Б. Діка, Ю.О. Єчеїстова, В.О. Ілларіонова, А.Х. Каландарова, Б.І. Морозова, І.М. Флерко, М. Мюллера, М. Нічке, Л. Сележа й ін. накопичена інформація про характеристики еластичного колеса як об'єкта автоматичного регулювання при автоматичному керуванні гальмуванням і особливостях його взаємодії з дорожньою поверхнею. Показано, що форма залежності коефіцієнта зчеплення від відносного поздовжнього ковзання колеса визначається безліччю факторів і може істотно змінюватися навіть протягом одного гальмування. Це ускладнює завдання автоматичного керування гальмуванням і, природно, завдання синтезу АБС.

Виявлена в дослідженнях В.О.Ілларіонова, І.К. Пчеліна й ін. нестационарність об'єкту регулювання висунула в число найважливіших завдань при синтезі АБС забезпечення їхньої завадостійкості.

Проведені М.М. Альоксою, Б.Б. Генбомом, Л.В. Гуревичем, С.І. Ломакою, Р.А. Меламудом, Б.І. Морозовим, Я.М. Нефедьєвим, О.Р. Спіріним і ін. дослідження гальмівних механізмів як ланок ланцюга автоматичного регулювання показали, що вони мають істотну нелінійність характеристик. Ця нелінійність, що проявляється у вигляді затримки зміни створюваного гальмівним механізмом гальмового моменту після початку зміни приводного тиску, одержала в літературі назву "гістерезису гальмівного механізму". Очевидно, що вона знижує швидкість реакції АБС на зміну динамічного стану колеса.

В цей час роботи з удосконалювання АБС розвиваються, в основному, у напрямку зниження їхньої вартості шляхом застосування мікропроцесорної техніки і розробки так званих "інтегрованих" АБС, що поєднують в одному агрегаті головний гальмівний циліндр, джерело тиску й модулятор тиску. Ряд фірм вважає за доцільне повернутися до механічних АБС, що сполучають в одному пристрої функції датчика динамічного стану колеса, та елемента, який керує модуляторами тиску, що дозволяє знизити вартість.

Виконаний огляд робіт зі створення й дослідження АБС свідчить про



те, що накопичений значний досвід їхньої розробки й випробувань, знання про об'єкт регулювання й функціонування окремих елементів АБС, розроблені спеціальні методи дослідження та запропоновані основні вимоги до них. Численні публікації, що містять результати випробувань та експлуатації різних АБС, відзначають загальний позитивний вплив АБС на гальмівну динаміку. Однак, характер процесу регулювання свідчить про його низьку стійкість і недостатню якість регулювання, що обумовлено, перш за все, алгоритмами функціонування цих систем.

1.2. Порівняльний аналіз алгоритмів функціонування (законів керування) АБС.

Поняття закону керування гальмуванням (алгоритму функціонування АБС) містить у собі перелік параметрів, що вимірюються у процесі гальмування, алгоритми обробки сигналів, пропорційних цим параметрам, у логічному пристрої АБС і формування керуючих сигналів, а також спосіб відпрацьовування цих сигналів виконавчим органом АБС, тобто спосіб модуляції тиску у виконавчих апаратах гальмівного приводу. Нижче розглянуті підхід до синтезу основних груп алгоритмів функціонування АБС і особливості цих груп алгоритмів. Групи визначені за відомою класифікацією алгоритмів функціонування АБС [27].

1.2.1. Алгоритми релейного циклічного керування гальмуванням.

Всі відомі релейні циклічні алгоритми передбачають послідовне циклічне чергування фаз підвищення та зниження приводного тиску, його фіксації на постійному рівні (відсічення) і (або) зміни з уповільненим темпом. При цьому перемикання фаз намагаються організувати таким чином, щоб фазова крива охоплювала точку максимуму залежності  $\varphi_x = \varphi_x(S)$ . Під

фазовою кривою тут і далі мається на увазі залежність  $\frac{M_T}{zr_0} = f(S)$ . Для організації перемикання фаз у логічному пристрої АБС формують керуючі сигнали у вигляді зміни електричних напруг, які змінюються у процесі регулювання релейно (ввімкнено - вимкнено) і подаються на котушки електромагнітів клапанів модуляторів тиску. Формування керуючих сигналів здійснюють шляхом порівняння вимірюваних у процесі гальмування параметрів з наперед заданими постійними або безперервно коригованими граничними значеннями (уставками) і залежно від співвідношення величин параметрів і уставок підключення або відключення відповідного каналу керування модулятором від джерела напруги.

У якості вимірюваних (контрольованих) параметрів зазвичай використовують кінематичні параметри, що характеризують процес гальмування:

$\omega$  - кутова швидкість загальмовуваного колеса;

$V$  - поздовжня швидкість центра колеса (автомобіля);

$S$  - відносне поздовжнє ковзання колеса, що обчислюється на основі перших двох параметрів;

$\dot{\omega}$  - кутове прискорення колеса;

$j$  - поздовжнє уповільнення центра колеса (автомобіля).

Для пояснення принципів формування керуючих сигналів на рис. 1.2 показані функціональні схеми логічних пристроїв деяких релейних циклічних АБС. У найпростіших двофазних АБС, що використовують для формування керуючих сигналів кутове прискорення колеса (рис. 1.2), сигнал колісного датчика, пропорційний кутовій швидкості колеса, диференціюють і подають сигнал кутового прискорення в граничні пристрої 2 і 3. У граничному пристрої 2 цей сигнал порівнюють з уставкою  $Y_{\dot{\omega}}$  і у випадку виконання умови

$$\dot{\omega} < Y_{\dot{\omega}}, \quad (1.3)$$

що свідчить про тенденцію колеса до блокування, подають сигнал  $K_1$  модулятору тиску на зниження тиску у виконавчому апараті гальмівного приводу. Граничний пристрій 3 детектує у процесі розгальмовування колеса момент проходження кривої  $\dot{\omega}(t)$  через точку максимуму (див. рис.1.2 а ) і після початку зниження кутового прискорення за точкою максимуму подає сигнал  $K_2$  па повторне підвищення тиску.

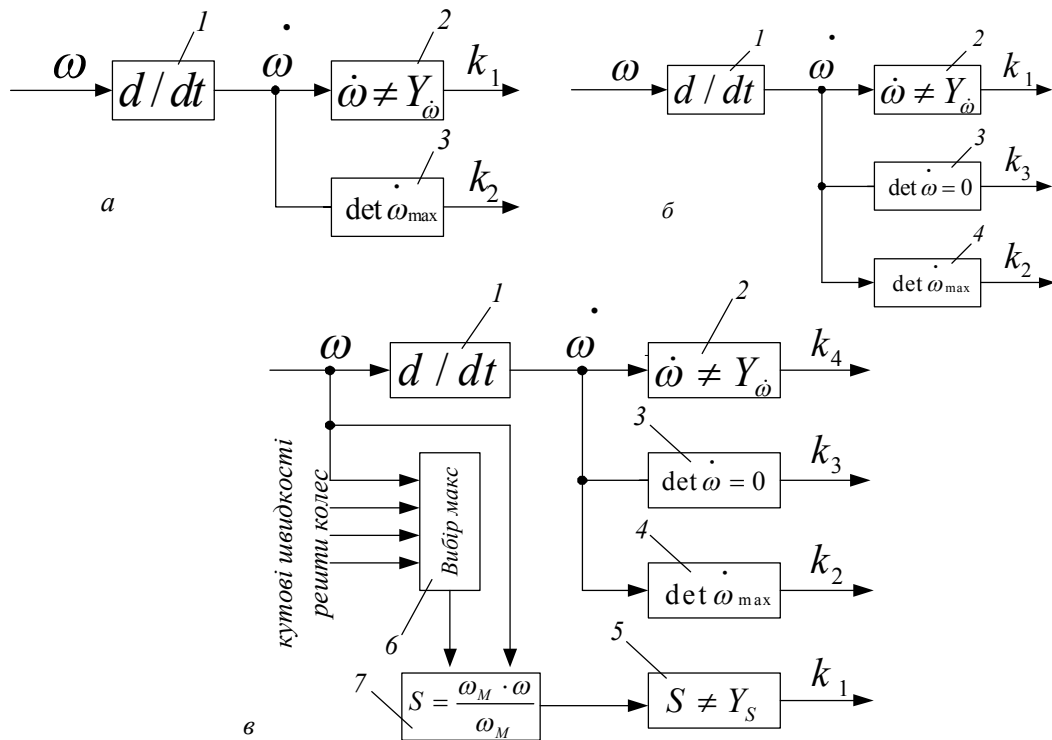


Рис. 1.2 Функціональні схеми логічних пристроїв релейних циклічних АБС:

а - двофазної АБС; б - трифазної; в - чотирифазної. 1 - пристрій, що диференціює; 2,3,4,5 - порогові елементи; 6 - компаратор; 7 - блок обчислення відносного поздовжнього ковзання колеса

Заходи щодо підвищення якості регулювання та зниження витрат запасів робочого тіла в гальмівній системі обумовили поступове ускладнення релейних циклічних алгоритмів. Для запобігання зайвого зниження тиску у фазі розгальмовування було запропоновано ввести після неї фазу відсічення

[1]. Формування командного сигналу на відсічення здійснюється пороговим пристроєм 3 (рис.1.2.б), який детектує момент зміни знака кутового прискорення у фазі розгальмовування та при виконанні умови

$$\dot{\omega} > 0, \quad (1.4)$$

свідчить про те, що, виходячи з рівняння

$$J_k \dot{\omega} = -M_T + z r_0 \phi_x, \quad (1.5)$$

(тут  $J_k$  - момент інерції пов'язаних з колесом обертових мас), гальмовий момент  $M_T$  знизився до величини, меншої моменту гальмівної сили, подає командний сигнал  $K_3$  на припинення зниження тиску. Цей алгоритм реалізований у першому поколінні електронних АБС фірми "Сосьете анонім ДБА" (Франція).

З метою запобігання зайвого перегальмовування коліс після фази повторного загальмовування зазвичай вводять або фазу відсічення, або фазу підвищення тиску з уповільненим темпом. Для цього в логічний пристрій включають додатковий пороговий пристрій (поз.5 на рис.1.2.в). У наведеному прикладі граничний пристрій 5 формує сигнал  $K_1$  на скидання тиску шляхом порівняння сигналу  $S$ , що обчислюється в блоці 7, з уставкою  $Y_S$ , а формування сигналу  $K_4$  на відсічення після повторного підвищення тиску здійснюється пороговим пристроєм 2, аналогічним пороговому пристрою 2 на рис. 1.2.а,б. Очевидно, що переваги алгоритму по рис.1.2.в у порівнянні з алгоритмом рис.1.2.б будуть реалізовані тільки в тому випадку, якщо величина  $Y_{\dot{\omega}}$  буде зменшена.

Для ілюстрації відмінностей у процесах регулювання на рис.1.3 показані їх приблизні фазові діаграми, що відповідають розглянутим алгоритмам. З діаграм видно, що введення відсічення після фази зниження тиску дозволяє запобігти зайвому розгальмовуванню, а відсічення після фази підвищення тиску знижує ступінь перегальмовування коліс.

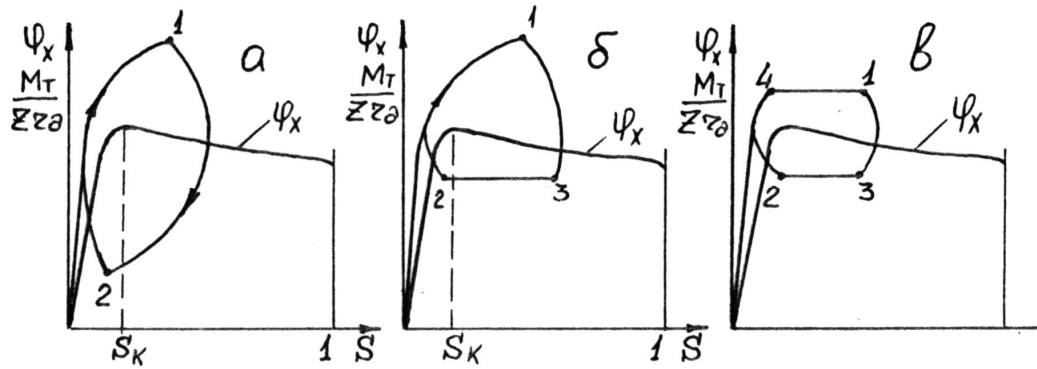


Рис. 1.3 Приблизні фазові діаграми процесів регулювання:  
 а - двофазної АБС; б - трифазної; в - чотирифазної

Характерні точки на фазових кривих позначені цифрами. Це точки зламу фазових кривих або точки перемикання фаз. У теорії автоматичного регулювання [2] прийнято число фаз у циклі регулювання вважати рівним числу точок перемикання фаз. Тому надалі релейні циклічні алгоритми будуть іменуватися дво-, трьох-, чотирьох- та ін. фазними залежно від числа точок перемикання в циклі регулювання, що дорівнює числу зформованих логічним пристроєм командних сигналів.

Принципове число фаз регулювання в циклі не обмежене й може бути більшим двох, але для конкретного алгоритму їхня кількість і черговість завжди постійні. Ця обставина досить важлива для наступного порівняльного аналізу алгоритмів.

### 1.2.2. Одноциклові релейні алгоритми.

Виявлені в процесі дослідження релейних циклічних алгоритмів і їхнього впливу на динаміку гальмування автомобіля недоліки, що полягають у зниженні комфортності руху через пульсацію гальмівних сил [3-5] і підвищеній витраті запасів робочого тіла, пов'язаній із періодичним підвищенням і зниженням тиску у виконавчих апаратах гальмового приводу,

а також принципова неможливість запобігти зниженню комфортабельності навіть шляхом забезпечення гарантованої різночасності спрацьовування АБС по осях автомобіля [6,3], обумовили спроби розробки одноциклових алгоритмів.

Ідея таких алгоритмів полягає в тому, щоб у першому (єдиному) циклі регулювання оцінити навантажувально-зчіпні умови, а потім обмежити тиск у виконавчих апаратах гальмівного приводу величиною, що відповідає цим умовам. Оскільки динамічний стан колеса в точці  $\varphi_x = \varphi_{x \max}$  нестійкий, тиск слід обмежувати такою величиною, щоб відповідний їй гальмовий момент  $M_T$  - був менший (на 5...10 %) від величини  $zr_0\varphi_{x \max}$ .

Як приклад пояснимо принцип роботи найпростішої одноциклової АБС із запам'ятовувальною порожниною. Один контур такої АБС показаний на рис.1.4.

Перший (настроюваний) цикл регулювання здійснюється в такий спосіб. При закритому клапані 4 і відкритих клапанах 2 і 3 повітря від джерела тиску подається в гальмівну камеру 1 і ємність 5. При виявленні тенденції колеса до блокування логічний пристрій, що функціонує по алгоритму, показаному на рис.1.2.а, подає сигнал  $K_1$  на розгальмовування. Клапани 2 і 3 закриваються, а клапан 4 відкривається. Внаслідок цього в порожнині 5 фіксується тиск, що був в гальмівній камері на початку розгальмовування, а з гальмової камери 1 повітря випускається в атмосферу. Після розблокування колеса по сигналу  $K_2$  клапан 4 закривається, клапан 3 відкривається, а клапан 2, на відміну від двофазних циклічних АБС, залишається закритим. Після вирівнювання тиску в порожнині 5 і гальмівній камері 1 він залишається постійним. Рівень сталого тиску залежить від співвідношення об'ємів порожнини 5 і гальмової камери 1.

При виборі об'єму порожнини 5 враховується той факт, що, як показують результати експериментальних досліджень [7], ступінь перегальмовування колеса до початку розгальмовування при двофазному

регулюванні по кутовому прискоренню колеса становить для більшості станів дорожнього покриття

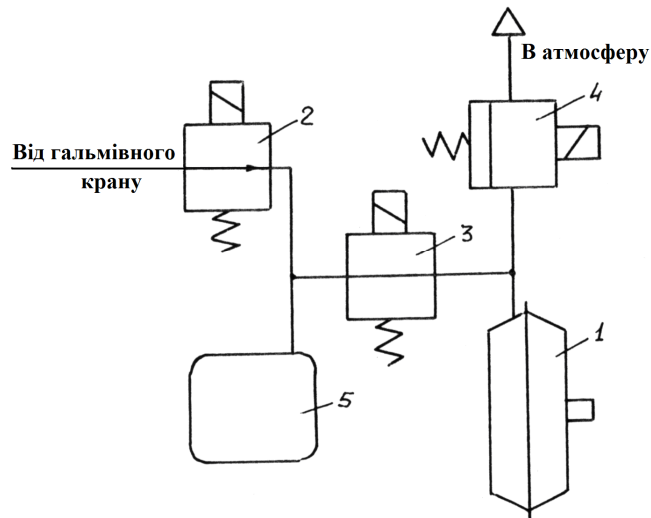


Рис. 1.4 Схема контуру найпростішої пневматичної одноциклової АБС:

1 - гальмівна камера; 2 - впускний клапан; 3 – відсічний клапан;  
4 - випускний клапан; 5 - запам'ятовувальна ємність.

$$\frac{P_{\max}}{P_{огр}} = 1,4 \dots 1,5 \quad (1.6)$$

а ступінь зайвого розгальмовування до початку повторного загальмовування

$$\frac{P_{\min}}{P_{огр}} = 0,4 \dots 0,5 \quad (1.7)$$

де  $P_{огр}$  - величина, якою варто обмежити приводний тиск відповідно до навантажувально-зчіпних умов.

З формул (1.6) і (1.7) маємо

$$P_{\max} + P_{\min} = 1,9P_{огр} \quad (1.8)$$

З (1.8) випливає, що при виконанні об'єму порожнини 5 рівним об'єму гальмової камери, після їхнього сполучення в них встановиться тиск, рівний

$0,95P_{огр}$ . Виходячи із цього об'єм порожнини 5 з достатньою точністю може бути прийнятий на 5...10 % більше об'єму гальмівної камери.

Очевидно, що оскільки об'єм камери 1 змінюється в процесі експлуатації в міру зношування гальмівних накладок і при регулюванні зазорів у гальмівному механізмі, такий принцип організації роботи АБС прийнятний тільки за умови обладнання гальмівних механізмів регуляторами сталості зазору (ходу штока гальмівної камери).

У зв'язку з тим, що в процесі гальмування навантажувально-зчіпні умови можуть змінюватися, в одноциклових АБС зазвичай передбачають можливість повторення настроюваного циклу при істотній зміні навантажувально-зчіпних умов. Оскільки своєчасне виявлення необхідності перенастроювання можливо тільки по характеру зміни кутового прискорення колеса, для формування сигналу на повторення настроюваного циклу в логічній пристрій вводять додаткові граничні елементи, що контролюють вихід величини цього параметра за межі припустимого діапазону.

### 1.2.3. Багатофазні нециклічні алгоритми.

Низька завадостійкість до зміни динамічного стану коліс автомобіля циклічних і одноциклових алгоритмів, виявлена в процесі їхніх досліджень, обумовила пошуки інших, більш завадостійких груп алгоритмів. До числа таких алгоритмів належить група багатофазних нециклічних.

Вперше роботи із синтезу багатофазного нециклічного алгоритму виконані під керівництвом Г. Ляйбера в міжгалузевому спеціалізованому об'єднанні по розробці автомобільної електроніки "Телдікс" [8,9], а завершені розробкою багатофазної нециклічної АБС у концерні Роберт Бош [10,11]. Варто зазначити, що алгоритм АБС, що виготовляється концерном BOSCH і встановлюється на автомобілі Mercedes, Daimler-Chrysler та ін., не опублікований і не запатентований. Однак, судячи з наявних у багатьох публікаціях провідних спеціалістів цих фірм уривчастих відомостей, що



патентуються окремими технічними рішеннями, алгоритм функціонування цих АБС належить до групи багатофазних нециклічних[27].

У відповідності до принципу побудови багатофазних нециклічних алгоритмів для формування керуючих сигналів використовується не менш ніж два контрольованих параметри, один із яких диференціальний, наприклад, кутове прискорення колеса, а інший - інтегральний, наприклад, кутова швидкість колеса або його відносне поздовжнє ковзання. Формування керуючих сигналів здійснюють шляхом паралельного порівняння обох параметрів з наперед заданими значеннями (уставками) та подачі сигналів на відповідне перемикання фаз в залежності від співвідношення величин параметрів та уставок.

Відповідно до цього алгоритму керування гальмуванням перемикання фаз регулювання виконується релейно, але суворе чергування фаз відсутнє. Передбачено фази швидкого підвищення та зниження тиску, фіксація його на постійному рівні та фази повільного підвищення та зниження тиску. Перемикання зі швидкого темпу зміни тиску на повільний відбувається поблизу оптимального динамічного стану колеса. Переривання фаз зміни тиску фазами відсічення відбувається тільки при повільній його зміні. Частота переривання й тривалість фази відсічення задані заздалегідь. Частота переривання вибирається в діапазоні 4...10 Гц, а співвідношення тривалості фази зміни тиску до тривалості фази відсічення — у діапазоні 0,5...1,5. Як контрольовані параметри використовуються кутове прискорення колеса  $\dot{\omega}$  і його відносне поздовжнє ковзання  $S$ . Керуючі сигнали формуються відповідно до умов

$$K = \begin{cases} K_1 \text{ при } \dot{\omega} > Y_{\dot{\omega}} \text{ у } S < Y_S; & (1.9) \\ K_2 \text{ при } \dot{\omega} \leq Y_{\dot{\omega}} \text{ у } S < Y_S; & (1.10) \\ K_3 \text{ при } \dot{\omega} > Y_{\dot{\omega}} \text{ у } S \geq Y_S; & (1.11) \\ K_4 \text{ при } \dot{\omega} \leq Y_{\dot{\omega}} \text{ у } S \geq Y_S, & (1.12) \end{cases}$$

де  $K_1$  - сигнал на швидке підвищення тиску (електромагніти всіх клапанів знеструмлені);

$K_2$  - сигнал на повільне підвищення тиску (зменшений прохідний переріз впускного клапану);

$K_3$  - сигнал на повільне зниження тиску (подана напруга на електромагніти впускного та випускного клапанів і зменшений прохідний переріз випускного клапану);

$K_4$  - сигнал на швидке зниження тиску (те ж, що при  $K_3$  але при максимальному прохідному перерізі випускного клапану).

Сигнал на переривання фаз повільної зміни тиску  $K_5$  формують при  $K = K_2$  або  $K = K_3$  відповідно до умов

$$K_5 = \begin{cases} 0 & \text{при } nT \leq t < nT + \tau; \\ 1 & \text{при } nT + \tau \leq t < (n+1)T, \end{cases} \quad (1.13)$$

$$(1.14)$$

де  $T$  - період переривання;  $\tau$  - тривалість фази зміни тиску;  $n = 0, 1, 2 \dots$ ;  $t$  - час від початку дії сигналів  $K_2$  або  $K_3$ .

Для формування сигналу  $K_5$  в аналогових електронних пристроях може бути застосований наступний спосіб (див.рис.1.5).

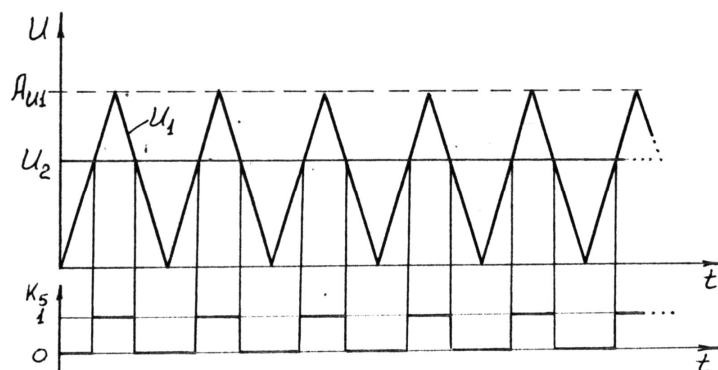


Рис. 1.5 Спосіб формування сигналу  $K_5$  в аналогових пристроях

У момент подачі сигналу  $K_2$  або  $K_3$  включається генератор пилоподібної напруги  $U_1$ , яка зрівнюється з постійною напругою  $U_2$ . Сигнал  $K_5$  подається при  $U_2 < U_1$  й відміняється при  $U_1 < U_2$ . Частота переривання визначається частотою зміни пилоподібної напруги  $U_1$ , а співвідношення тривалостей зміни тиску й відсічення залежить від відношення амплітуди пилоподібної напруги  $A_u$  (сигналу  $U_1$ ) і величини  $U_2$ . При виборі частоти зміни напруги  $U_1$  варто враховувати, що занадто низька частота перешкоджає своєчасній зміні тиску, а надмірно висока знижує довговічність клапану.

Використання двох контрольованих параметрів одночасно дозволяє чергувати фази зміни тиску нециклічно, вертатися до попередньої фази у випадку помилкового перемикавання. Це знижує ймовірність зривів процесу регулювання в порівнянні з релейними циклічними алгоритмами. Наприклад, у випадку короткочасного зниження навантажувально-зчіпних умов, що може відбутися внаслідок зниження коефіцієнта зчеплення колеса з дорожньою поверхнею (масляна пляма, ділянка зледенілої дороги та ін.) або відриву колеса від опорної поверхні, величина  $\dot{\omega}$  різко падає та через деякий проміжок часу знову зростає. Логічний пристрій АБС реагує на падіння  $\dot{\omega}$ , як на початок блокування колеса та подає сигнал на його розгальмовування. У випадку циклічного алгоритму повернення до попередньої фази можливе тільки після послідовного включення всіх фаз, передбачених алгоритмом. Тобто, циклічність алгоритму змушує АБС реалізувати помилковий цикл регулювання. У багатофазному нециклічному алгоритмі описане падіння  $\dot{\omega}$  також призведе до перемикавання з  $K_1$  на  $K_2$  або з  $K_3$  на  $K_4$ , але після відновлення навантажувально-зчіпних умов відновляться й умови (1.9) або (1.11) і відбудеться повернення до попередньої фази без послідовного перемикавання всіх фаз.

Можливість скасування помилкового перемикавання фаз дозволяє величину уставки  $Y_{\dot{\omega}}$  в багатофазному нециклічному алгоритмі прийняти

значно меншою, ніж у релейних циклічних алгоритмах, а введення фаз повільного підвищення й зниження тиску і їхнє переривання фазою відсічення знижує темп зміни динамічного стану колеса поблизу його оптимального значення, тобто підвищує стійкість процесу регулювання.

Процес регулювання гальмування по описаному алгоритму протікає в такий спосіб. У початковій стадії гальмування виконується умова (1.9), тому  $K = K_1$  й загальмовування здійснюється з максимально можливим темпом підвищення тиску. Кутове прискорення досягає уставки, як правило, раніше, ніж відносно поздовжнє ковзання, і відповідно до умови (1.10) відбувається перемикання на повільне підвищення тиску. У процесі повільного загальмовування можуть бути досягнуті або умова (1.11), або умова (1.12). Умова (1.11) свідчить про те, що динамічний стан колеса змістився в зону нестійкого гальмування ( $S > S_k$ ) при незначному ступені перегальмовування ( $M_T$  незначно більше  $zr_o\phi_x$ ) і досить порівняно невеликого зниження тиску для виводу колеса з нестійкої зони. Тому по сигналу  $K_3$  зниження тиску виконується з уповільненим темпом. Умова (1.12) характерна для гальмування колеса в нестійкій зоні при істотному перегальмуванні ( $M_T$  істотно більше  $zr_o\phi_x$ ) і потрібно порівняно велике зниження тиску для виводу колеса в стійку зону. Для цього по сигналу  $K_4$  виконується швидке зниження тиску. Причому, у фазі швидкого розгальмовування умова (1.11) досягається раніше, ніж умова на відсічення в циклічних алгоритмах. Це запобігає зайвому скиданню тиску.

Очевидно, що основна частина часу гальмування буде відбуватися при повільному підвищенні й зниженні тиску при заздалегідь не передбачуваних і не обумовлених алгоритмом черговості зміни фаз і кількості точок перемикання між двома найближчими фазами, наприклад, швидкого зниження тиску. Відсутність вираженої циклічності регулювання та необумовленість алгоритмом числа точок перемикання фаз і визначили назву цієї групи алгоритмів[27].

#### 1.2.4. Алгоритми лінійного безперервного керування гальмуванням.

Вище розглянуті принципи побудови релейних алгоритмів функціонування АБС, що здійснюють регулювання динамічного стану колеса або його фіксацію поблизу оптимального стану, але в ідею яких не закладений пошук цього оптимального стану. Такий підхід до синтезу алгоритму обумовлений тим, що дійсне значення оптимального динамічного стану колеса заздалегідь невідоме, а його визначення при релейному регулюванні неможливе. Крім того, воно може змінюватися не тільки в процесі експлуатації автомобіля, але навіть протягом одного гальмування. Це, у сполученні з недостатньою розробкою аналітичних аспектів адаптивного гальмування, визначило так званий "евристичний" підхід до синтезу алгоритму АБС і те, що всі спроби були спрямовані на створення напіваадаптивних систем автоматичного керування гальмуванням, що забезпечують на першому етапі прийнятну, але в перспективі - незадовільну якість регулювання.

Вперше спроби створення адаптивних систем з лінійним принципом безперервного керування гальмуванням виконані Гецовичем Є.М. [12-16], а трохи пізніше (без вказівки на шляхи реалізації) доцільність розробки таких систем була показана Є. Грабовскі [17,18]. Нижче розглянуті теоретичні передумови можливості лінійного безперервного керування гальмуванням і принципи побудови таких алгоритмів.

Розглянемо теоретичні передумови синтезу алгоритмів лінійного безперервного керування гальмуванням.

Початкові положення теорії адаптивного гальмування опубліковані в роботах [19,20]. Показано, що кутове прискорення колеса можна умовно розділити на дві складові

$$\dot{\omega} = \dot{\omega}' + \dot{\omega}'', \quad (1.15)$$

де

$$\dot{\omega}' = \frac{S}{r_{\delta}} \cdot \frac{dV}{dt} \quad (1.16)$$

є корисною складовою, обумовленою сповільненням темпу обертання колеса внаслідок зниження швидкості руху автомобіля, а складова

$$\dot{\omega}'' = -\frac{V}{r_{\delta}} \cdot \frac{dS}{dt} \quad (1.17)$$

є шкідливою, оскільки викликає нестійкість динамічного стану колеса, тобто зміну його відносного поздовжнього ковзання. Якщо  $\dot{\omega}'' < 0$ , то  $\frac{dS}{dt} > 0$  і

кoleso прагне заблокуватися, а при  $\dot{\omega}'' > 0$   $\frac{dS}{dt} < 0$  відбувається

розгальмовування колеса. Для забезпечення гальмування колеса без зміни його відносного поздовжнього ковзання необхідно, щоб  $\dot{\omega}''$  дорівнювало нулю, а гальмовий момент із (1.3)

$$M'_T = zr_{\delta}\varphi_x - J_k\dot{\omega}' \quad (1.18)$$

На рис. 1.6 пунктиром показані значення параметра  $M'_T/zr_{\delta}$ , при яких динамічний стан колеса стійкий в будь-якій точці  $\varphi(S)$  діаграми у випадку постійних навантажувально-зчіпних умов. Стрілками показаний напрямок зміни динамічного стану колеса при відхиленні параметра  $M'_T/zr_{\delta}$  від пунктирної лінії. З (1.18) значення параметра, що забезпечує стійкий динамічний стан колеса

$$\frac{M'_T}{zr_{\delta}} = \varphi_x - \frac{I_k}{zr_{\delta}}\dot{\omega}' \quad (1.19)$$

або, з урахуванням (1.14)

$$\frac{M'_T}{zr_{\delta}} = \varphi_x - \frac{I_k(1-S)}{zr_{\delta}^2}j \quad (1.20)$$

де  $j$  - поздовжнє уповільнення колеса.

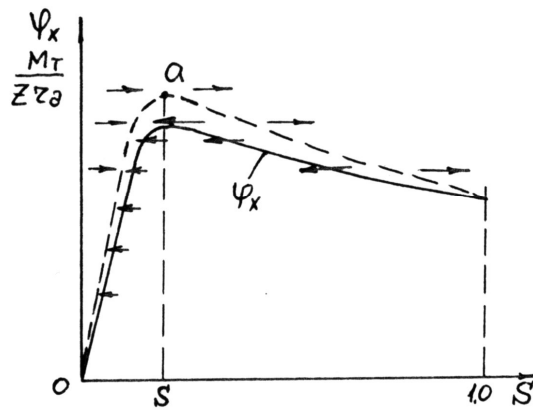


Рис. 1.6 Діаграма стійких динамічних станів колеса

Підставивши в (1.20) для одиночного колеса

$$j = -g\varphi_x, \quad (1.21)$$

одержимо

$$\frac{M'_T}{zr_\delta} = \varphi_x \left( 1 + \frac{I_k(1-S)g}{zr_\delta^2} \right). \quad (1.22)$$

Помітимо, що при  $S=0$  значення параметра дорівнює нулю через  $\varphi_x = 0$ , а при  $S=1$  значення параметра дорівнює  $\varphi_x$ . Максимум параметра не збігається із точкою  $S = S_k$ , а перебуває трохи лівіше в точці, для якої виконується співвідношення

$$\frac{d\varphi_x}{dS} = \frac{\varphi_x I_k g}{zr_\delta^2 + I_k(1-S)g}. \quad (1.23)$$

Легко показати, підставивши реальні чисельні значення величин, що входять в (1.21), що величина  $\frac{d\varphi_x}{dS}$  при  $S < S_k$  досить мала й максимуми залежностей  $\frac{M'_T}{zr_\delta} = f(S)$  і  $\varphi_x = \varphi(S)$  можна вважати практично співпадаючими.

З (1.14) випливає, що для забезпечення стійкого гальмування в процесі регулювання необхідно усунути неузгодженість між  $\dot{\omega}$  і  $\frac{j(1-S)}{r_\delta}$ , а для

стійкого гальмування в точці  $a$  (див. рис. 1.5) при  $S = S_k$  необхідно, щоб величина  $\dot{\omega}$  дорівнювала

$$\dot{\omega} = j_{\max} (1 - S_k) / r_{\partial} . \quad (1.24)$$

Отримані висновки про практичний збіг максимумів залежностей  $\varphi_x = \varphi(S)$  і  $\frac{M'_T}{zr_{\partial}} = f(S)$ , та про необхідність усунення неузгодженості  $\dot{\omega}$  і  $j$  є вихідними положеннями при синтезі алгоритмів лінійного безперервного керування гальмуванням.

Для наступного застосування методів теорії адаптивних систем при порівняльній оцінці груп алгоритмів зручно представити динамічний стан колеса у вигляді варійованої вектор-функції

$$\bar{X} = j\bar{i} + \dot{\omega}\bar{k} , \quad (1.25)$$

де  $\bar{i}$  й  $\bar{k}$  - орти фазової площини.

Тоді ідеальний динамічний стан колеса, що відповідає точці  $a$  на рис. 1.6, може бути заданий еталонною вектор-функцією

$$\bar{X}^* = j_{\max}\bar{i} + \frac{j_{\max}(1 - S_k)}{r_{\partial}}\bar{k} , \quad (1.26)$$

а процес регулювання, що полягає в усуненні неузгодженості між  $\bar{X}$  і  $\bar{X}^*$ , може бути представлений фазовою кривою, що є годографом варійованої вектор-функції  $\bar{X}$  (див. рис. 1.7).

Критерієм якості регулювання може слугувати інтеграл виду

$$J = \int_0^t |\bar{X}^* - \bar{X}| dt + \Theta , \quad (1.27)$$



де  $\Theta$  - деяка штрафна функція, що додається у випадках, якщо динамічний стан колеса досягає неприпустимих значень (повне розгальмовування або блокування).

Слід зазначити, що графічна інтерпретація процесу регулювання у вигляді годографа  $\bar{X}$  менш наочна, ніж за допомогою фазових діаграм. Тому представлення динамічного стану колеса у вигляді варійованої вектор-функції використовується тільки при теоретичних дослідженнях чутливості й стійкості різних груп алгоритмів, а для наочного зображення процесу регулювання використовуються фазові діаграми.

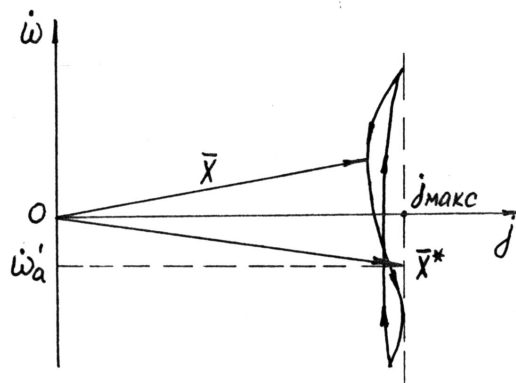


Рис. 1.7 Фазовий портрет процесу регулювання

Неможливість задання еталонної вектор-функції через невідомість  $j_{\max}$  і  $S_k$  викликає необхідність при синтезі алгоритмів лінійного безперервного керування застосовувати методи побудови адаптивних систем при невідомій заздалегідь еталонній вектор-функції (дуальних адаптивних систем). Метод "пошуку" еталонної вектор-функції динамічного стану колеса представлений у наступному розділі.

### 1.2.5. Синтез алгоритму лінійного безперервного керування гальмуванням.

Завдання синтезу алгоритму лінійного безперервного керування гальмуванням полягає в організації процесів формування керуючого сигналу

та модуляції тиску у виконавчому апараті гальмового приводу таким чином, щоб керуючий вплив прагнув звести до нуля неузгодженість між  $\dot{\omega}$  і  $\dot{\omega}'$  та забезпечував гальмування поблизу  $S = S_k$  шляхом пошуку  $j = j_{\max}$ .

Для зведення до нуля неузгодженості  $\dot{\omega}$  та  $\dot{\omega}'$  коригування тиску відповідно до принципу лінійного безперервного керування [2] варто здійснювати з урахуванням абсолютної величини та знаку їхньої неузгодженості. Формалізований запис такого закону коригування тиску може бути представлений у вигляді

$$\frac{dP}{dt} = K_p (\dot{\omega} - \dot{\omega}'), \quad (1.28)$$

де  $K_p$  - постійний коефіцієнт пропорційності з розмірністю  $МПа \cdot c$ .

При такому законі регулювання тиску, у випадку  $\dot{\omega} = \dot{\omega}'$ , тиск підтримується постійним, при  $\dot{\omega} > \dot{\omega}'$  він підвищується, а при  $\dot{\omega} < \dot{\omega}'$  знижується. Причому, темп зміни тиску пропорційний величині різниці  $\dot{\omega}$  та  $\dot{\omega}'$ . Очевидно, що такий закон регулювання тиску забезпечує квазистійкий динамічний стан колеса в точці  $\dot{\omega} = \dot{\omega}'$ . Квазистійким він є тому, що абсолютна стійкість не може бути забезпечена через нелінійності та нестационарності об'єкту регулювання, а також неминучих затримок в елементах формування й відпрацьовування керуючого сигналу.

Внаслідок невідомості  $\dot{\omega}'$ , що відповідає (1.24) і, внаслідок цього, неможливості його попереднього завдання в умові (1.28), квазистійкий стан може встановитися при кожному  $j \neq j_{\max}$ . Для забезпечення настроювання АБС на  $j = j_{\max}$  при заздалегідь невідомому  $j_{\max}$  необхідно застосувати використовуваний у загальній теорії адаптивних систем метод пробних впливів. Логіка вибору пробного впливу в розглянутому випадку полягає в наступному. Оскільки оптимальним станом системи є стан при  $j = j_{\max}$  при пробному впливі необхідно визначити, чи відбудеться підвищення  $j$  при підвищенні  $P$ . Підвищення  $P$  при його коригуванні за умовою (1.28)

можливе тільки при позитивній різниці  $\dot{\omega}$  та  $\dot{\omega}'$ , що у квазістаціонарному стані дорівнює нулю. У зв'язку з цим для організації пробного впливу треба або помножити  $\dot{\omega}$  на коефіцієнт, менший одиниці, або помножити  $\dot{\omega}'$  на коефіцієнт, більший одиниці. Більш кращим видається другий прийом, тому що у виразі (1.24) для обчислення  $\dot{\omega}$  входить співмножник  $(1 - S_k)$ , який потребує визначення. З урахуванням пробного впливу умова (1.28) прийме вигляд:

$$\frac{dP}{dt} = K_p \left( \dot{\omega} - \frac{K_{II} j}{r_{\partial}} \right), \quad (1.29)$$

де  $K_{II}$  - постійний коефіцієнт, свідомо більший  $(1 - S_k)$ .

Величина  $K_p$  визначає чутливість системи до зміни динамічного стану колеса. При недостатній величині  $K_p$  реакція АБС на зміну динамічного стану буде сповільненою, і вона не буде встигати повернути колесо у квазістаціонарний стан, а при надмірно великому значенні цього коефіцієнта можлива знижена стійкість процесу регулювання через перерегулювання внаслідок підвищеної реакції системи на зміну динамічного стану. Недостатня величина  $K_{II}$  може знизити ефективність пробного впливу, що призведе до зниження ефективності гальмування внаслідок повільного настроювання на  $j = j_{\max}$ , а надмірно більша призведе до істотних перегальмовувань колеса. Тому припустимі діапазони, у яких варто вибирати коефіцієнти  $K_p$  й  $K_{II}$ , підлягають визначенню. Методика визначення припустимих значень цих коефіцієнтів аналогічна методиці оптимізації параметрів будь-яких інших алгоритмів.

Порушення квазістаціонарності за рахунок пробного впливу може викликати повільний (у порівнянні зі звичайним гальмуванням або релейними способами керування гальмуванням) зсув колеса в нестійку зону аж до повного блокування колеса. Запобігти цьому можна за допомогою

різних заходів. Один із шляхів — зміна величини  $K_{II}$  в залежності від знака  $\frac{dP}{dt}$ . Це призведе не тільки до усунення зсуву колеса в зону нестійкого гальмування, але й до ускладнення алгоритму через включення в нього додаткових обчислень, а також до зниження ефективності гальмування внаслідок більш глибоких розгальмовувань. Більш доцільно використовувати коливальний характер процесу регулювання, обумовлений відзначеними вище нелінійностями та затримками в ланцюзі автоматичного регулювання. Приблизна фазова діаграма процесу регулювання за умовою (1.29) показана на рис.1.8.

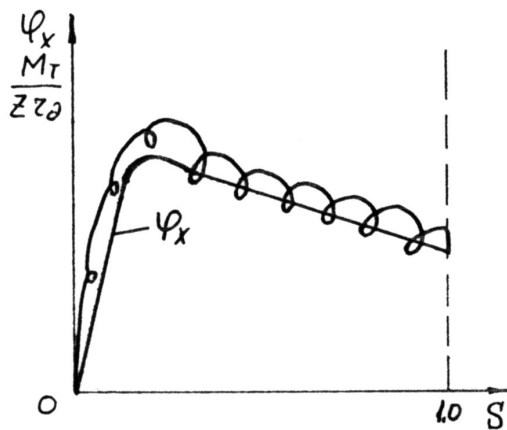


Рис. 1.8 Приблизна фазова діаграма процесу регулювання гальмування колеса за умовою (1.29)

Коливальний характер процесу регулювання призводить до того, що за точкою  $S = S_k$  фазова крива періодично перетинає криву  $\varphi_x = \varphi_x(S)$ . При цьому відповідно до рівняння (1.3) кутове прискорення колеса змінює знак з негативного на позитивний. Якщо в цей момент припинити коригування тиску, то при зафіксованому

$$\frac{M_T}{z r_0} = \varphi_x \quad (1.30)$$

відбудеться зсув колеса із зони  $S > S_k$  в зону  $S < S_k$  і можливість подальшого зсуву колеса до заблокованого стану буде виключена. Ця додаткова умова може бути записана у вигляді :

$$\frac{dP}{dt} = 0 \text{ при } \dot{\omega} > 0 . \quad (1.31)$$

Особливістю умови (1.29) є те, що при  $\dot{\omega} = 0$  та  $j$ , відмінному від нуля,  $\frac{dP}{dt} > 0$ . Внаслідок цього виникає небезпека, що при  $\dot{\omega} = 0$  у випадку повного блокування колеса, наприклад, при відриві колеса від опорної поверхні або різкому зниженні коефіцієнта зчеплення колеса з опорною поверхнею, його розблокування виявиться неможливим. Для забезпечення можливості розблокування колеса потрібно в алгоритм лінійного безперервного керування гальмуванням ввести додаткову умову [21]

$$\frac{dP}{dt} = -C \text{ при } \omega = 0, j \neq 0 , \quad (1.32)$$

де  $C$  - постійний коефіцієнт із розмірністю  $МПа \cdot c^{-1}$ .

Умови (1.29), (1.31) і (1.32) є вихідними при побудові алгоритмів лінійного безперервного керування гальмуванням.

Необхідне для реалізації алгоритмів цієї групи безперервне коригування тиску та темпу його зміни вимагає розробки модуляторів тиску, що забезпечують можливість такого коригування. Не зупиняючись на принципах дії й конструктивних особливостях таких модуляторів, відзначимо, що по характеру відпрацьовування керуючого сигналу вони можуть бути розділені на дві групи. Перша група — пропорційні модулятори. Модулятори цієї групи реалізують прямопропорційну залежність тиску в гальмовій камері (гальмовому циліндрі) від величини керуючого сигналу  $U$ , що може бути записано у вигляді

$$P = K'_U U , \quad (1.33)$$

де  $K'_U$  - постійний розмірний коефіцієнт (МПа/В).

Друга група модуляторів, здатних реалізувати лінійний принцип керування, коригує темп зміни тиску у виконавчому апараті гальмівного приводу, наприклад, шляхом зміни прохідних перетинів впускного та випускного каналів, і реалізує залежність

$$\frac{dP}{dt} = K''_U U, \quad (1.34)$$

де  $K''_U$  - постійний розмірний коефіцієнт (МПа/Вс).

Очевидно, що способи формування сигналів для цих груп модуляторів різні. Для першої групи модуляторів на підставі (1.29), (1.31), (1.32) і (1.33) умови формування керуючих сигналів можуть бути записані у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} U = U_0 + K_U \int_0^t \left( \dot{\omega} - \frac{K_{\Pi j}}{r_{\delta}} \right) dt; \end{array} \right. \quad (1.35)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} U = const \text{ при } \dot{\omega} > 0; \end{array} \right. \quad (1.36)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} U = U'_0 - Ct \text{ при } \omega = 0, j = 0, \end{array} \right. \quad (1.37)$$

де  $U_0$  - постійна початкова величина керуючого сигналу, що відповідає максимальному значенню тиску в гальмівному приводі;

$K_U$  - постійний коефіцієнт із розмірністю (Вс);

$U'_0$  - значення  $U$  в момент перемикання на умову (1.37).

Для другої групи модуляторів з (1.29), (1.31), (1.32) і (1.34)

$$\left\{ \begin{array}{l} U = K_U \left( \dot{\omega} - \frac{K_{\Pi j}}{r_{\delta}} \right); \end{array} \right. \quad (1.36)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} U = 0, \text{ при } \dot{\omega} > 0; \end{array} \right. \quad (1.37)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} U = -K_U C, \text{ при } \omega = 0, j = 0. \end{array} \right. \quad (1.38)$$

Відзначимо, що вже в початковій стадії гальмування при екстрених гальмуваннях  $\dot{\omega} < \dot{\omega}'$ , внаслідок чого за умовою (1.38)  $U$  може виявитися менше нуля. При цьому загальмовування колеса буде відбуватися тільки внаслідок підвищення тиску через  $K_{II} > 1$ , що негативно позначиться на ефективності гальмування. Запобігти втраті ефективності гальмування можна шляхом штучної організації початкової стадії гальмування, але це спричинить ускладнення алгоритму й модулятора тиску. Тому більш прийнятним є застосування першої групи модуляторів.

Важливим моментом у розглянутих положеннях є те, що в ланцюзі формування керуючого сигналу за умовою (1.35) повинна бути використана інтегруюча ланка, а при формуванні сигналу за умовою (1.38) інтегруючою ланкою є порожнина, у якій коригується тиск (у пневматичному гальмівному приводі - безпосередньо гальмівна камера або керуюча порожнина прискорювального клапану). У гідравлічному гальмівному приводі - керуюча порожнина модулятора тиску.

### 1.3. Дискретно-лінійні алгоритми.

Можливість підтримки тиску в пневматичному гальмовому приводі в заданому діапазоні шляхом підтримки постійного співвідношення тривалості фаз підвищення й зниження тиску при їхньому чергуванні, є вихідним положенням при синтезі дискретно-лінійного алгоритму функціонування АБС, що сполучає особливості лінійного безперервного керування гальмуванням з дискретним характером керуючого сигналу та модуляції тиску. Це положення у формалізованому записі має вигляд

$$P_{cp} = K_{cp} C, \quad (1.39)$$

де  $K_{cp}$  - постійний коефіцієнт із розмірністю (МПа);

$C$  - параметр, що визначає співвідношення тривалості фаз підвищення й зниження тиску, що надалі будемо називати шпаруватістю пульсації тиску.

Лінійність залежності (1.39) підтверджена експериментально при різних значеннях обсягу живильної частини й виконавчого апарата гальмівного приводу [22].

Проінтегрувавши (1.29), (1.31) і (1.32) і підставивши в них (1.39), одержимо умови [25,26]

$$\begin{cases} C = C_0 + K_C \int_0^t \left( \dot{\omega} - \frac{K_{II} j}{r_0} \right) dt & (1.40) \\ C = const \quad \text{при} \quad \dot{\omega} > 0 & (1.41) \\ C = -ct + C'_0 \quad \text{при} \quad \omega = 0, \quad j = 0 & (1.42) \end{cases}$$

де  $C_0$  - постійне значення шпаруватості, що відповідає максимальному тиску в гальмівному приводі;  $K_C$  - постійний коефіцієнт із розмірністю (с).

Умови (1.40)...(1.42) є умовами формування пульсуючого керуючого сигналу прямокутної форми (див. рис. 1.9), основними характеристиками якого є шпаруватість  $C$  і частота  $f$ .

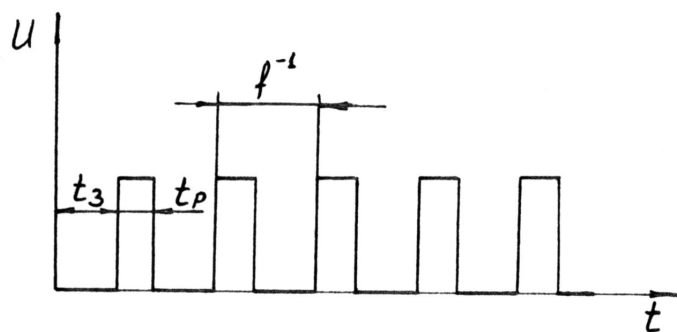


Рис. 1.9 Форма керуючого сигналу в дискретно-лінійному алгоритмі

Параметр  $C$  найбільш зручно для формування керуючого сигналу задати у вигляді



$$C = \frac{t_3}{t_3 + t_p}. \quad (1.43)$$

У цьому випадку при  $t_3 = f^{-1}$   $C=1$ , при  $t_p = f^{-1}$   $C=0$ , а діапазон зміни шпаруватості

$$0 \leq C \leq 1. \quad (1.44)$$

Очевидно, що з урахуванням кінцевої швидкодії електромагнітних клапанів модулятора тиску реалізувати модуляцію тиску (яку надалі почали називати "широтно-імпульсною") у всьому діапазоні зміни скважності не є можливим, оскільки поблизу  $C=1$  не буде встигати реалізуватися фаза зниження, а поблизу  $C=0$  — фаза підвищення тиску через  $t_p < \tau_p$  і  $t_3 < \tau_3$  відповідно. Діапазони нечутливості модулятора до зміни шпаруватості керуючого сигналу залежать не тільки від показників швидкодії клапанів, але й від частоти  $f$ . Тому при виборі параметрів дискретно-лінійного алгоритму прагнути до зниження амплітуди пульсації приводного тиску шляхом надмірного підвищення частоти керуючого сигналу не треба.

Більш кращим прийомом є зниження амплітуди пульсацій тиску (а отже, і витрати запасів стисненого повітря) шляхом зменшення прохідних перетинів впускного й випускного каналів після досягнення квазістаціонарного режиму гальмування поблизу  $S = S_k$  [23]. Зрозуміло, зменшення прохідних перетинів каналів у початковій стадії гальмування небажано, тому що це знизить чутливість системи й затримає вихід системи на квазістаціонарний режим гальмування при максимальному  $\varphi_X$ , що спричинить зниження ефективності гальмування. Тому зменшення прохідних перетинів каналів варто робити після деякого проміжку часу з початку гальмування. Величина  $\Delta t$  цього проміжку часу підлягає визначенню при виборі оптимального співвідношення параметрів алгоритму.

#### 1.4. Мета та завдання дослідження.

Після виконаного аналізу робіт зі створення та удосконалення алгоритмів функціонування та конструкцій АБС можемо зробити наступні висновки:

- з точки зору завадостійкості процесу автоматичного регулювання гальмування коліс автомобіля прийнятні показники можуть забезпечити тільки багатофазні нециклічні та лінійні безперервні алгоритми функціонування АБС;
- з точки зору якості регулювання більш перспективними є алгоритми лінійного безперервного керування (дуальні адаптивні), оскільки в їх основу закладено принцип «пошуку» заздалегідь невідомого максимуму зчіпних можливостей колеса;
- всі роботи щодо синтезу дуальних адаптивних (як і будь-яких інших) алгоритмів функціонування АБС виконані на підставі аналізу процесів гальмування автомобіля при прямолінійному русі, після чого виконана оцінка впливу АБС на гальмівну ефективність, керованість та курсову стійкість руху при гальмуванні з одночасним маневруванням. Тобто питання раціонального перерозподілу зчіпних можливостей коліс у поздовжньому та боковому напрямках при гальмуванні не розглядалось;
- неврахування можливої потреби у перерозподілі зчіпних можливостей при гальмуванні на дорогах із суттєвою кривизною може призвести до недостатньої керованості та курсової стійкості руху автомобіля.

На підставі цих висновків сформульована мета дослідження: підвищення керованості та стійкості руху автомобілів з АБС шляхом удосконалення алгоритмів функціонування АБС.

Для досягнення цієї мети необхідно послідовно вирішити наступні завдання:

- проаналізувати характеристики доріг, які можуть впливати на показники керованості та стійкості руху автомобіля;
- виконати попередню оцінку впливу зазначених характеристик доріг на процеси гальмування автомобіля з АБС;
- визначити необхідні та можливі напрямки удосконалення алгоритмів функціонування АБС;
- розробити заходи щодо вдосконалення алгоритмів функціонування АБС;
- розробити математичну модель гальмування автомобіля, обладнаного АБС з удосконаленим алгоритмом функціонування;
- виконати порівняльну оцінку керованості та стійкості руху автомобіля при гальмуванні до та після вдосконалення алгоритму функціонування АБС.

## РОЗДІЛ 2

### АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА ГАЛЬМІВНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ, КЕРОВАНІСТЬ ТА КУРСОВУ СТІЙКІСТЬ РУХУ АВТОМОБІЛІВ З АБС

При дослідженнях, присвячених створенню АБС та визначенню їх впливу на динаміку руху автомобіля при гальмуванні, головна увага приділялась із всього різноманіття умов експлуатації автомобілів навантажувально-зчіпним умовам у контакті коліс із дорожньою поверхнею, тобто враховувались вертикальні реакції у плямі контакту колеса з дорогою, тип та стан дорожньої поверхні, ступінь зношеності шини, тиск в шинах та ін. При цьому геометричні параметри дороги майже не враховувались. В цьому розділі розглядаються особливості маршрутів перевезень та геометричні характеристики доріг, які можуть впливати на показники керованості та стійкості руху автомобілів з АБС.

#### 2.1. Аналіз маршрутів перевезень.

Вантажні перевезення, які виконуються в аграрному секторі економіки, можна розподілити за ознаками протяжності маршруту та використання доріг різного значення на чотири основні види:

- внутрішньогосподарські;
- міжгосподарські;
- внутрішньообласні;
- міжобласні.

До внутрішньогосподарських перевезень відносяться перевезення між структурними підрозділами одного агрогосподарства, наприклад, транспортування добрив зі складу до місця вивантаження (безпосередньо на полі), врожаю з поля до комори та ін. Основними видами міжгосподарських перевезень є транспортування врожаю зернових до хлібокомбінату,

соняшника – до маслоекстракційного заводу, цукрових буряків – до цукрозаводу і т.п. Внутрішньообласні перевезення виконуються на більші відстані, ніж попередні, але в межах однієї області, наприклад, перевезення пально-мастильних матеріалів від нафтобази до господарства. Міжобласні перевезення виконуються між підприємствами, які розташовані на порівняно великих відстанях і мають не систематичні господарчі та технологічні зв'язки, наприклад, при завезенні до господарства будматеріалів від виробника, завезенні елітного насіння або тварин та ін.

Вид перевезень визначає відстань та географію перевезень, які, в свою чергу, обумовлюють вибір маршруту. Автором проаналізовані маршрути перевезень, виконаних у 26 агрогосподарствах Сумської області протягом 2008-2009 р.р. Метою даного аналізу було визначення відсотків пробігу автомобілів по дорогах місцевого, регіонального та державного значення при різних видах перевезень. Результати аналізу наведені в табл.2.1.

Таблиця 2.1

**Структура використання доріг різних категорій при виконанні перевезень**

| Вид перевезень                   | % протяжності маршруту по дорогах державного значення | % протяжності маршруту по дорогах регіонального значення | % протяжності маршруту по дорогах місцевого значення |
|----------------------------------|---|--|--|
| Внутрішньогосподарчі перевезення | –   | –  | 100%   |
| Міжгосподарчі перевезення        | –   | 8-12%  | 88-92%   |
| Внутрішньообласні перевезення    | 4-6%  | 32-36%   | 58-64%   |
| Міжобласні перевезення           | ~35%  | ~35%   | ~30%   |

Дані табл.2.1 свідчать про те, що переважна частина перевезень в аграрному секторі виконується по дорогах місцевого значення, які мають особливості як в будівництві, так і в експлуатації, що може вплинути на показники керованості та стійкості автомобілів. Ці особливості проаналізовані в наступному підрозділі.

## 2.2. Порівняльний аналіз доріг місцевого та регіонального значення.

Порівняльний аналіз доріг виконано на підставі «Відомостей наявності та технічного стану радіусів горизонтальних кривих», «Відомостей наявності та технічного стану поздовжніх похилів», «Відомостей наявності поперечних похилів проїзної частини» та «Відомостей наявності та технічного стану радіусів вертикальних кривих» за даними Служби автомобільних доріг у Сумській області. Приклади вказаних відомостей наведені у Додатку А.

Відомо, що суттєво впливати на показники керованості та стійкості автомобілів при гальмуванні можуть наступні геометричні параметри доріг:

- радіуси кривизни у горизонтальній площині;
- радіуси кривизни у вертикальній площині;
- поздовжні похили.

Тому порівняльний аналіз доріг виконано саме за цими параметрами. Для цього за даними вказаних «Відомостей...» побудовані гістограми розподілу цих параметрів для доріг місцевого та регіонального значення.

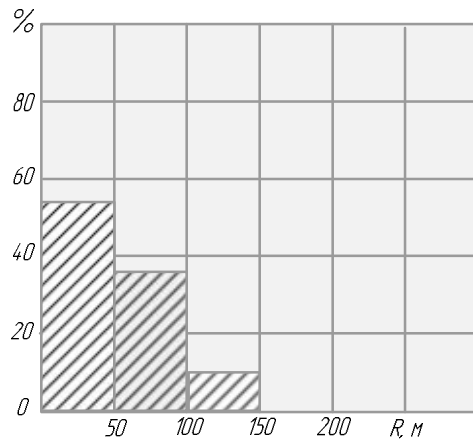


Рис. 2.1 Гістограма розподілу радіусів кривизни доріг місцевого значення у горизонтальній площині

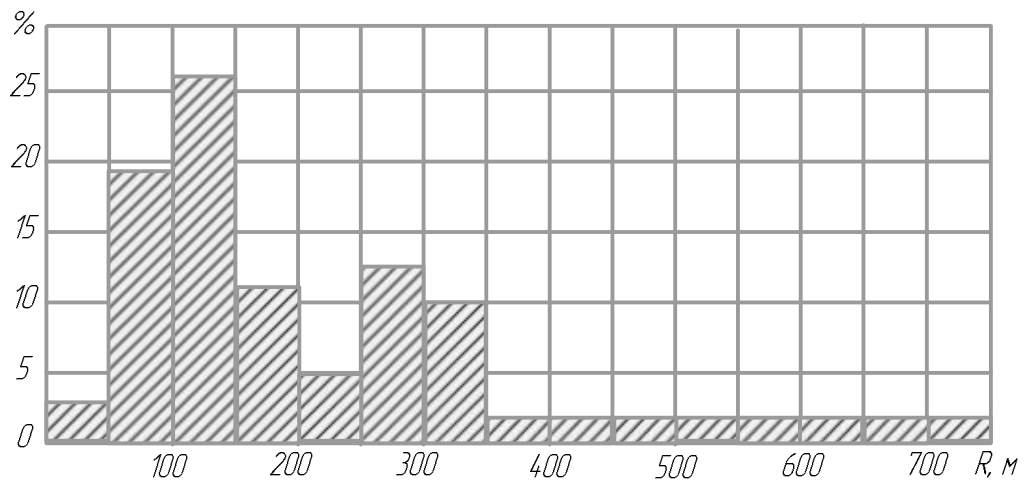


Рис. 2.2 Гістограма розподілу радіусів кривизни доріг регіонального значення у горизонтальній площині

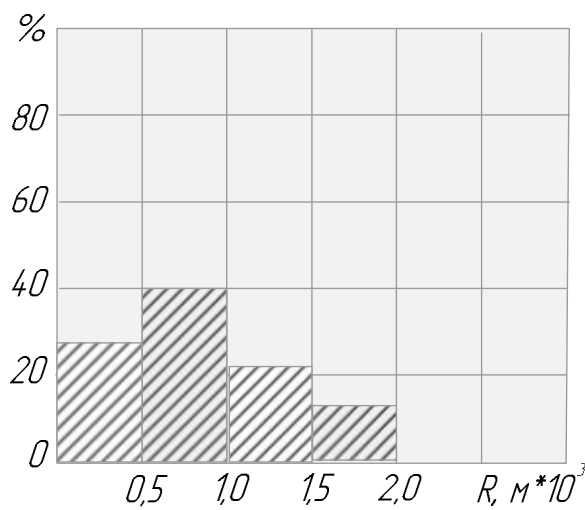


Рис. 2.3 Гістограма розподілу радіусів кривизни доріг місцевого значення у вертикальній площині

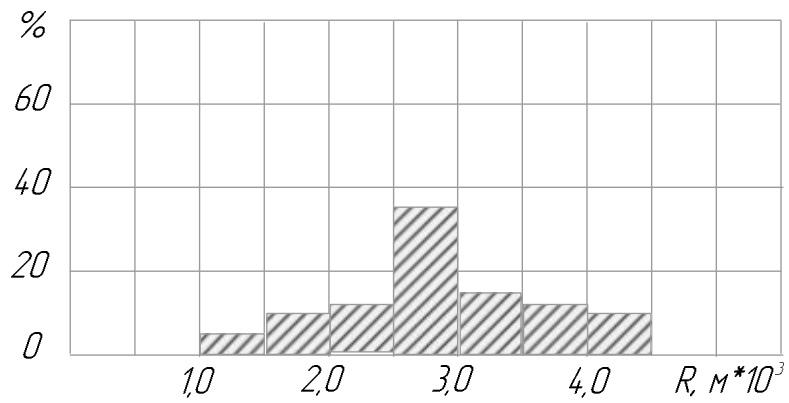


Рис. 2.4 Гістограма розподілу радіусів кривизни доріг регіонального значення у вертикальній площині

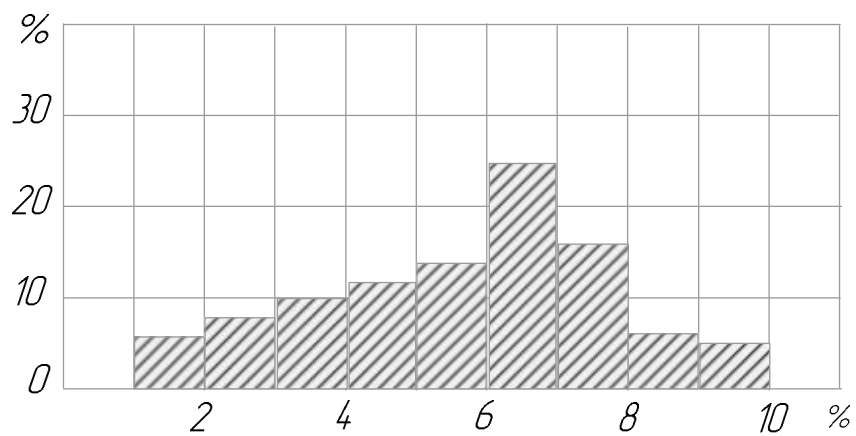


Рис. 2.5 Гістограма розподілу поздовжніх нахилів доріг місцевого значення

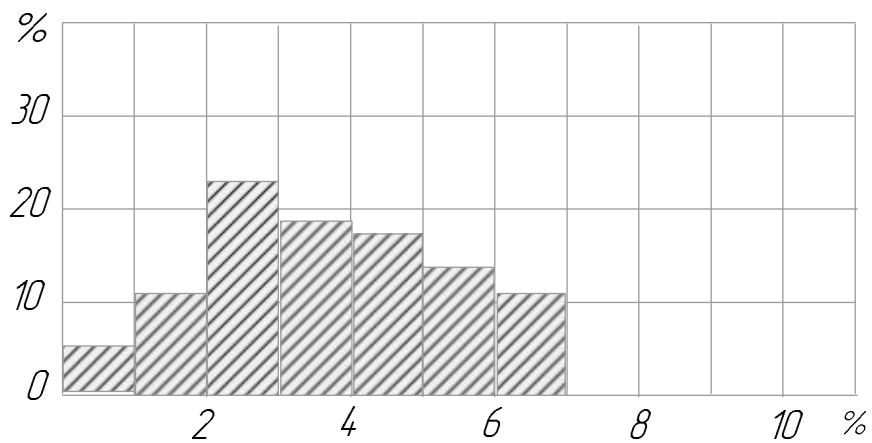


Рис. 2.6 Гістограма розподілу поздовжніх нахилів доріг регіонального значення

Аналіз гістограм показує, що більше половини поворотів (54%) доріг місцевого значення мають радіус кривизни до 50 м, а майже всі (90%) – до



100 м. У той же час на дорогах регіонального значення більше половини (52%) поворотів мають радіус кривизни більше, ніж 150 м.

У вертикальній площині радіуси кривизни доріг місцевого значення знаходяться у діапазоні до 2 км, а доріг регіонального значення майже всі (86%) – більше 2 км. Поздовжні нахили доріг місцевого значення змінюються в діапазоні до 10%, а доріг регіонального значення – до 7%. При цьому максимум розподілу значень нахилів для доріг місцевого значення знаходиться в інтервалі 6-7%, а для доріг регіонального значення – в інтервалі 2-4%.

Крім наведених значень аналізу геометричних параметрів доріг слід враховувати ще й щільність розташування поворотів та нахилів на дорогах. Цей показник можна визначити по даним тих же «Відомостей...», як співвідношення кількості горизонтальних колонок відомості до довжини дороги, обчислюваної за даними відомостей. Визначені таким чином середні значення щільності розташування поворотів та нахилів доріг наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

**Значення щільності розташування поворотів та похилів доріг**

| Непрямолінійність чи негоризонтальність доріг | Місцевого значення | Регіонального значення |
|---|--------------------|------------------------|
| Крива у горизонтальній площині                | 53 на 100 км       | 23 на 100 км           |
| Крива у вертикальній площині                  | 55 на 100 км       | 11 на 100 км           |
| Похил   | 56 на 100 км       | 11 на 100 км           |

Таким чином, дороги місцевого значення відрізняються від доріг регіонального значення суттєво меншими радіусами поворотів, більшими значеннями нахилів та більш високою (~ у 3 рази) щільністю розташування поворотів та нахилів. Ці особливості обумовлені тим, що будівництво доріг

місцевого значення з метою зменшення його собівартості виконується з мінімумом витратних земельних робіт, тобто ці дороги прокладаються практично по реально існуючому рельєфу місцевості.

Дані табл.2.2 свідчать про те, що на дорогах місцевого значення в середньому на кожних 600м зустрічаються непрямолінійні або негоризонтальні ділянки. З урахуванням того, що середня протяжність криволінійних ділянок складає 80-150 м, а протяжність нахилів – 300-500 м, можна зробити висновок про те, що автомобіль на дорозі місцевого значення майже постійно рухається по непрямолінійним або негоризонтальним ділянкам. Це обумовлює дуже високу ймовірність гальмування саме на таких ділянках. Цей висновок разом з висновком про наявний перерозподіл зчіпних можливостей коліс у поздовжньому та боковому напрямках при гальмуванні обґрунтовує актуальність вирішення задачі оцінки адаптивних властивостей АБС при гальмуванні на непрямолінійних або негоризонтальних ділянках дороги та визначення заходів підвищення цих властивостей.

### 2.3. Вплив поздовжніх нахилів дороги на робочі процеси АБС.

Поздовжні нахили доріг впливають на перерозподіл навантаження на колеса автомобіля які визначають співвідношення гальмівних сил на колесах [28-30]. Крім того у якості чутливого елемента датчика поздовжнього прискорення в АБС використовують датчики інерційного типу, показання яких залежать від наявності та величини похилу. Це може вплинути на робочі процеси АБС, тому ступінь впливу показань датчиків потребує окремого дослідження.

На рис.2.7 наведена схема гальмування автомобіля на поздовжньому нахилі дороги, з якої видно, що сумарна сила притискання коліс до дороги зменшується на добуток  $\cos \alpha$ , а також виникає додаткова поздовжня сила.

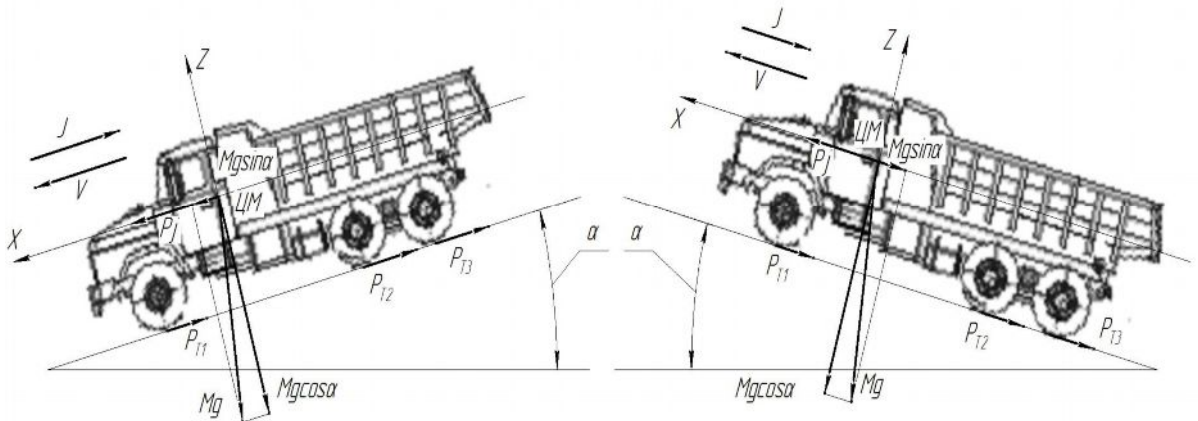


Рис. 2.7 Схеми гальмування автомобіля на нахилі та підйомі

Уповільнення автомобіля при гальмуванні на нахилі дороги може бути визначено з рівняння кінетостатики його руху в проекції на вісь X з урахуванням припущення, що при наявності АБС на кожному колесі реалізується близький до максимального коефіцієнт зчеплення з дорожньою поверхнею. Це рівняння має вигляд:

при гальмуванні на похилі

$$M \cdot j + Mg \sin \alpha = Mg \varphi_{x \max} \cdot \cos \alpha \quad (2.1)$$

і при гальмуванні на підйомі

$$M \cdot j - Mg \sin \alpha = Mg \varphi_{x \max} \cdot \cos \alpha \quad (2.2)$$

де  $M$  – маса автомобіля;  $j$  – поздовжнє уповільнення автомобіля;

$\varphi_{x \max}$  – максимальне значення коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою.

Розв'язавши рівняння (2.1) і (2.2) відносно  $j$  отримуємо для нахилу:

$$j = g(\varphi_{x \max} \cdot \cos \alpha - \sin \alpha) \quad (2.3)$$

для підйому:

$$j = g(\varphi_{x\max} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (2.4)$$

Для оцінки впливу зміни навантажувально-зчіпних умов, у контакті колеса з дорожньою поверхнею, на процес автоматичного регулювання гальмування коліс розглянемо рівняння кінетостатики відносного руху колеса (обертання відносно центру колеса)

$$J \cdot \dot{\omega} = -M_T + Z \cdot \varphi_x \cdot r_d, \quad (2.5)$$

де  $J$  – приведений до осі момент інерції самого колеса і пов'язаних з ним обертових мас;

$\dot{\omega}$  – кутове прискорення колеса;

$M_T$  – гальмівний момент, прикладений до колеса з боку гальмівного механізму;

$Z$  – вертикальне навантаження на колесо;

$\varphi_x$  – коефіцієнт зчеплення колеса з дорожньою поверхнею;

$r_d$  – динамічний радіус колеса.

При аналізі процесів регулювання гальмування колеса рівняння (2.5) зазвичай зводять до безрозмірного вигляду

$$\frac{J \dot{\omega}}{Z r_d} = \frac{-M_T}{Z r_d} + \varphi_x, \quad (2.6)$$

а графічну інтерпретацію процесу регулювання отримують у вигляді фазової діаграми шляхом накладення на графік  $\varphi_x = \varphi_x(S)$ , де

$$S = \frac{V - \omega r_d}{V}, \quad (2.7)$$

графіка зміни параметра  $\frac{M_T}{Z r_d}$  в функції  $S$ .

У випадку, що розглядається, зручніше рівняння (2.5) звести до розмірного вигляду:

$$\frac{J \dot{\omega}}{r_d} = -\frac{M_T}{r_d} + Z \varphi_X, \quad (2.8)$$

де  $\frac{J \dot{\omega}}{r_d}$  та  $\frac{M_T}{r_d}$  – відповідно приведені до зовнішнього ободу колеса інерційна сила та сила тертя в гальмівному механізмі;

$Z \varphi_X$  – гальмівна сила, яка виникає у контакті колеса з дорожньою поверхнею.

На рис. 2.8 наведені приблизні графіки  $\varphi_X(S) \cdot Z$  на горизонтальній та похилій ділянках дороги. Зменшення  $(\varphi_X \cdot Z)_{\max}$  на похилі (підйомі) обумовлено зменшенням  $Z$ , а зміщення  $S_K$  вліво пов'язане з тим, що при зменшенні  $Z$  при менших значеннях  $S$  у плямі контакту колеса з дорогою починають збільшуватись зони відносного ковзання та зменшується зона відносного спокою елементів протектора шини відносно дорожньої поверхні.

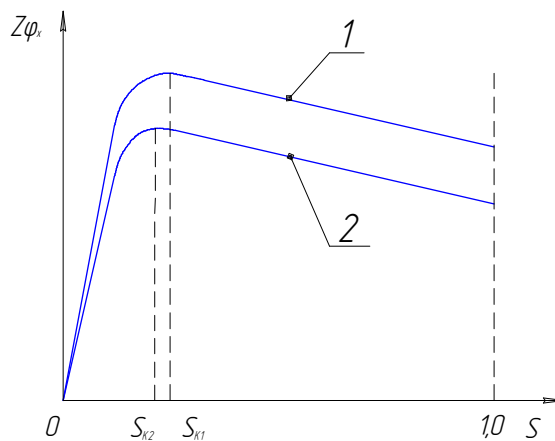


Рис. 2.8 Графіки залежності гальмівної сили від відносного поздовжнього ковзання колеса: 1 - на горизонтальній ділянці дороги; 2 – на негоризонтальній ділянці

Відомо, що стійкий процес регулювання гальмування з усіх запропонованих та досліджених алгоритмів функціонування АБС

забезпечують тільки багатofазні нециклічні та дуальні адаптивні алгоритми [31]. Перші формують керуючі сигнали за умовами (1.9)...(1.12), а другі – за умовами (1.27), (1.29) та (1.30).

Із аналізу умов (1.9)...(1.12) та графіків рис. 2.8 видно, що для забезпечення якості регулювання такої ж, як на горизонтальній дорозі, при зменшенні  $S_k$  на нахилі (підйомі) порогове значення  $Y_{\dot{\omega}}$  треба знижувати. Якщо на графік  $\varphi_x(S) \cdot Z$  накласти графік  $M_T / r_d$ , то різниця ординат цих графіків буде визначати величину  $J \dot{\omega} / r_d$ , тобто величину  $\dot{\omega}$ , від якої залежить темп переходу динамічного стану колеса із стійкої ( $S < S_k$ ) в нестійку ( $S_k < S$ ) зону. Це приводить до висновку, що при зниженні  $Z \varphi_x$  порогове значення  $Y_{\dot{\omega}}$  для збереження стійкості процесу регулювання треба знижувати. Незважаючи на достатню очевидність отриманих висновків пропозиції щодо коригування зазначених порогових значень у багатofазних нециклічних АБС в залежності від будь-яких вимірюваних в процесі гальмування параметрів в літературі відсутні.

Для оцінки впливу зміни навантажувально-зчіпних умов на нахилах (підйомах) на робочі процеси дуальних адаптивних систем треба з'ясувати, як ці зміни вплинуть на вихідні сигнали датчика поздовжнього уповільнення, які використовуються в умові (1.27) для формування керуючого сигналу. Для цього звернемося до схеми (рис. 2.9).

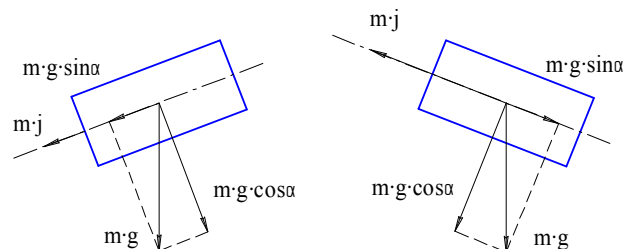


Рис. 2.9 Схема визначення показань датчика поздовжнього уповільнення автомобіля.

Вихідний сигнал датчика пропорційний зміщенню його інерційного елемента, яке пропорційне сумі проєкцій сил, які діють на рухомий елемент,

у напрямку його зміщення. Цей напрямок співпадає з поздовжньою віссю автомобіля, що обумовлено схемою розміщення датчика на автомобілі. Виходячи з цього, вихідний сигнал датчика може бути записаний при гальмуванні на похилі у вигляді:

$$j_d = K(m \cdot j + mg \cdot \sin \alpha) \quad (2.9)$$

при гальмуванні на підйомі:

$$j_d = K(m \cdot j - mg \cdot \sin \alpha) \quad (2.10)$$

де  $K$  – коефіцієнт пропорційності;

$m$  – маса інерційного елемента датчика.

Підстановкою (2.3) у (2.9) та (2.4) у (2.10) отримуємо при гальмуванні на похилі :

$$j_d = Kmg(\varphi_{x_{\max}} \cos \alpha - \sin \alpha + \sin \alpha) = K \cdot mg \cdot \varphi_{x_{\max}} \cdot \cos \alpha \quad (2.11)$$

та при гальмуванні на підйомі:

$$j_d = Kmg(\varphi_{x_{\max}} \cos \alpha + \sin \alpha - \sin \alpha) = K \cdot mg \cdot \varphi_{x_{\max}} \cdot \cos \alpha \quad (2.12)$$

Тобто, вихідний сигнал датчика поздовжнього уповільнення на поздовжньому похилі (підйомі) зменшується порівняно із гальмуванням на горизонтальній дорозі. Зменшується і сумарна гальмівна сила, пропорційна зусиллю притискання колес до дороги в  $\cos \alpha$  разів.

2.4. Вплив кривизни дороги у горизонтальній площині на робочі процеси АБС.

При гальмуванні автомобіля на ділянках дороги, які мають кривизну у горизонтальній площині, відбувається перерозподіл вертикального навантаження по бортах автомобіля [32,33], що викликає зміщення точки максимуму залежності  $Q_j = \frac{m \cdot V^2}{R} \cdot m \cdot j_y$ . Це може призвести до відхилення фазової кривої процесу регулювання від точки  $\varphi_x = \varphi_{x \max}$ , що вплине на якість регулювання процесу гальмування і, як наслідок, зниження ефективності гальмування, керованості та стійкості руху автомобіля.

Звернемося до схеми гальмування автомобіля у повороті (див.рис. 2.10).

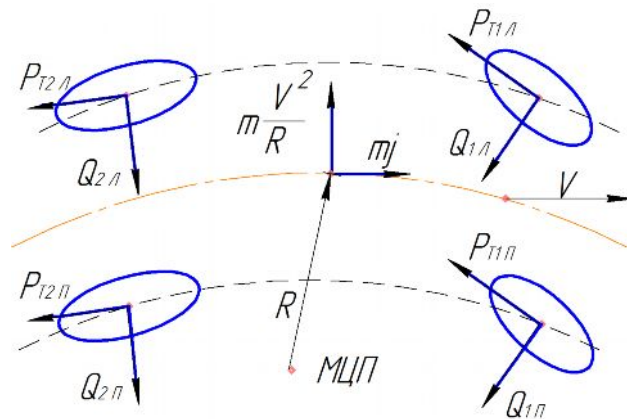


Рис. 2.10 Схема гальмування автомобіля у повороті:

МЦП – миттєвий центр повороту.

На відміну від гальмування на прямолінійній ділянці, коли відбувається тільки перерозподіл вертикального навантаження на колеса під впливом поздовжньої сили інерції гальмування в повороті супроводжується ще й перерозподілом цього навантаження по бортах автомобіля внаслідок дії відцентрової сили інерції

$$Q_j = \frac{m \cdot V^2}{R} \cdot m \cdot j_y, \quad (2.13)$$

де  $V$  – швидкість руху автомобіля;

$R$  – радіус кривизни траєкторії руху автомобіля;



$\dot{J}_y$  – бокове прискорення автомобіля.

Внаслідок дії  $P_j$  та  $Q_j$  максимальне навантаження буде на переднє зовнішнє колесо (індекс 1л на рис. 2.10), мінімальне – на заднє внутрішнє (індекс 2п на рис. 2.10), а значення навантажень на переднє внутрішнє та заднє зовнішнє колеса будуть знаходитись між ними. У зв'язку з цим приблизні фазові діаграми процесів регулювання при незалежному керуванні гальмуванням усіх коліс, побудовані згідно з рівнянням (2.8), мають вигляд, наведений на рис.2.11.

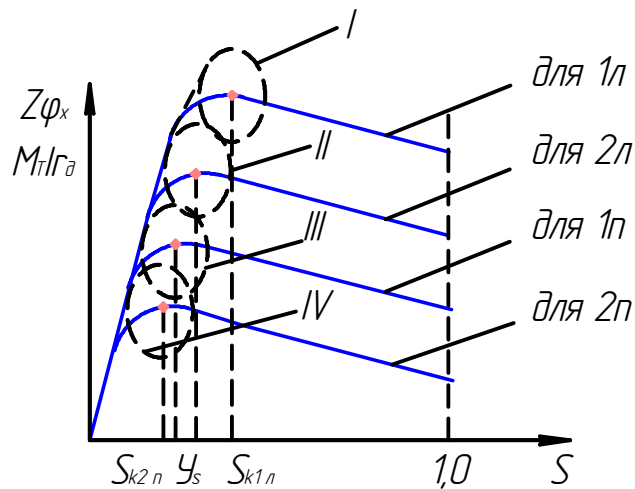


Рис. 2.11 Зміна фазової діаграми для різних колес автомобіля при гальмуванні в повороті

————— - крива зміни  $Z\varphi_x$ ; - - - - - крива зміни  $M_T / r_d$ .

Для пояснення відхилень фазових діаграм вздовж вісі  $S$  звернемося до схеми розподілу питомих тисків та зон ковзання у плямі контакту коліс із дорожньою поверхнею (рис.2.12).

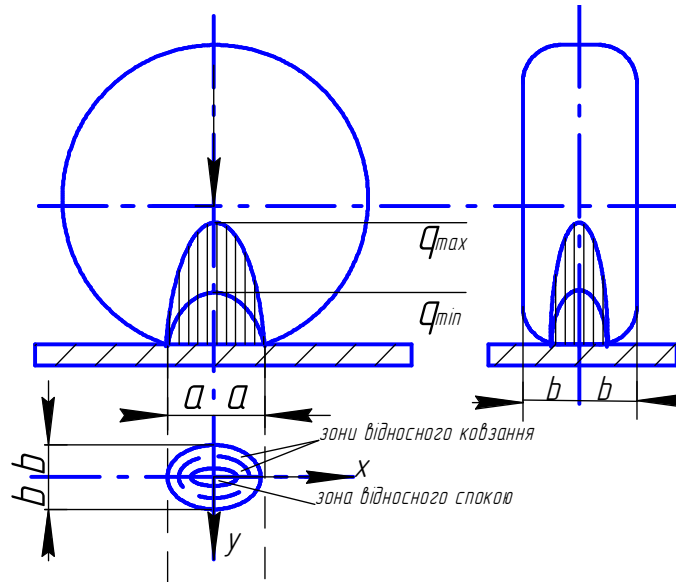


Рис. 2.12 Схема розподілу питомих тисків та зон ковзання у плямі контакту

Зі збільшенням  $Z$  зростають і питомі тиски у плямі контакту, оскільки повинна виконуватися умова

$$Z = 4 \int_0^a \int_0^b q(x, y) dx dy. \quad (2.14)$$

Положення оптимального значення ( $S_k$ ) відносного поздовжнього ковзання залежить від критичного значення співвідношення площ ( $\varepsilon_F$ ):

$$\varepsilon_F = \frac{F_K}{F_{II}} \quad (2.15)$$

де  $F_K$  - площа зони відносного ковзання;

$F_{II}$  - площа зони відносного спокою.

При наближенні  $\varepsilon_F$  до  $\varepsilon_{F_{кр}}$  порушується лінійність залежності  $\varphi_x = \varphi_x(S)$  (ділянка  $0 \leq S < S_k$ ) і динамічний стан колеса зміщується у нестійку зону ( $S_k \leq S \leq 1$ ). Межа зон відносного спокою та відносного ковзання визначається значенням  $q_{min}$  (рис. 2.12), яка на одиниці площі плями контакту створює питому горизонтальну реакцію

$$x_{yq_{\min}} = q_{\min} \cdot \varphi_x \cdot 1, \quad (2.16)$$

достатню для пружної деформації одиничного елемента шини без його ковзання відносно дороги. Оскільки величина такої пружної деформації, як видно з (2.14) та (2.16), пропорційна  $Z$ , то очевидно, що із збільшенням  $Z$  повинно зростати  $S_k$ .

Розглянуте зміщення  $S_k$  внаслідок динамічного перерозподілу вертикального навантаження по вісях та бортах автомобіля при гальмуванні в повороті призводить до того, що при налаштуванні багатофазних нециклічних АБС на  $Y_S \approx S_{K_{cp}}$ , а дуальних адаптивних АБС – на  $j_X = j_{X_{cp}}$  на передньому зовнішньому колесі спостерігається недовикористання навантажувально-зчіпних умов (середнє значення  $M_T / r_0$  знаходиться лівіше  $S_k$ ), а на задньому внутрішньому відбувається перегальмування (середнє значення  $M_T / r_0$  знаходиться правіше  $S_k$ ). Перше призводить до зниження ефективності гальмування, а друге – до зниження запасу стійкості руху автомобіля.

Усунення цих негативних явищ можливе за рахунок коригування параметрів алгоритмів функціонування АБС. В багатофазних нециклічних АБС порогове значення  $Y_S$  слід збільшувати для коліс передньої вісі пропорційно  $j_x$  та коліс зовнішнього борту – пропорційно  $j_y$ , а для коліс задньої вісі та внутрішнього борту – відповідно зменшувати. В дуальних адаптивних АБС таким параметром є коефіцієнт пробних впливів  $K_{II}$ , наведений у рівнянні (1.27), який треба змінювати аналогічно  $Y_S$ . Кількісні оцінки та співвідношення можуть бути отримані при математичному моделюванні процесів гальмування автомобіля.

## 2.5. Вплив кривизни дороги у вертикальній площині на робочі процеси АБС.

При гальмуванні колісних машин на випуклих чи увігнутих дорожніх поверхнях на них діють наступні сили (див.рис.2.13):

- сила тяжіння  $G = m \cdot g$  ;
- сила інерції  $P_j = m \cdot j$  ;
- відцентрова сила  $F = \frac{mV^2}{R}$  , яка обумовлена кривизною дороги,

де  $V$  – швидкість руху автомобіля,  $R$  – радіус кривизни дороги у вертикальній площині;

- вертикальні реакції з боку дорожньої поверхні  $Z_1$  та  $Z_2$  ;
- горизонтальні реакції з боку дороги  $P_{T1}$  та  $P_{T2}$  (гальмівні сили).

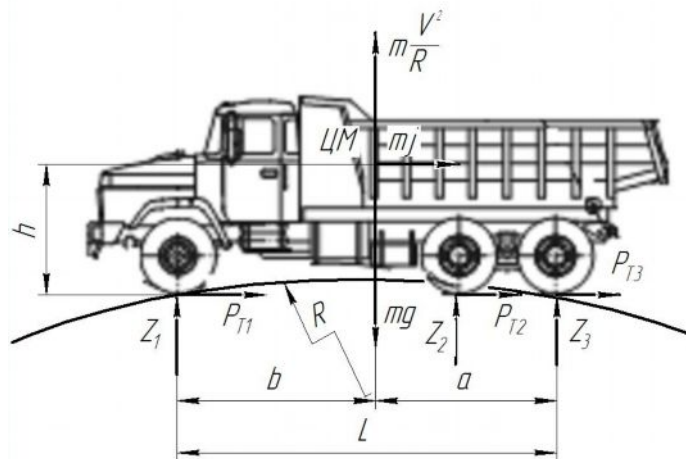


Рис. 2.13 Схема дії сил при гальмуванні автомобіля на випуклій дорожній поверхні

Сила інерції, сила тяжіння та відцентрова сила прикладені в центрі мас автомобіля (ЦМ), а вертикальні та горизонтальні реакції – у плямах контакту колес з дорожньою поверхнею.

Перелічені вище сили пов'язані рівняннями:

$$Z_1 + Z_2 + m \frac{V^2}{R} = mg ; \quad (2.18)$$

$$m \cdot j = P_{T_1} + P_{T_2} . \quad (2.19)$$

При русі автомобіля по випуклій поверхні відцентрова сила зменшує вертикальні реакції  $Z_1$  та  $Z_2$  і, як наслідок, гальмівні сили, пов'язані з вертикальними реакціями співвідношеннями:

$$P_{T_1} = Z_1 \cdot \varphi_X , \quad (2.20)$$

$$P_{T_2} = Z_2 \cdot \varphi_X . \quad (2.21)$$

Із (2.19) видно, що зниження значень гальмівних сил призводить до зменшення поздовжнього уповільнення. Досягнення режиму руху, при якому

$$\frac{V^2}{R} = g , \quad (2.22)$$

тоді із (2.18)

$$Z_1 + Z_2 = 0 , \quad (2.23)$$

а з (2.19),(2.20) та (2.21)

$$j = 0 , \quad (2.24)$$

тобто гальмування немає. Наприклад при радіусі кривизни дороги  $R=100\text{м}$  критичною швидкістю руху є :

$$V_{кр} = \sqrt{g \cdot R} \approx 31,3 \text{ (м/с)}, \quad (2.25)$$

або 113 км/год, що для більшості колісних машин сільськогосподарського призначення знаходиться за межами реального діапазону режимів руху. При реальних режимах руху із  $V \ll V_{кр}$  наявність відцентрової сили зменшує вертикальні реакції на колесах, що призводить до погіршення навантажувально-зчіпних умов в контакті коліс з дорожньою поверхнею і, як наслідок, до зниження ефективності гальмування.

Оскільки адаптація процесу гальмування до навантажувально-зчіпних умов, які змінюються, є основним завданням АБС, алгоритми їх функціонування вже побудовані таким чином, щоб розв'язувати це завдання. Тобто додаткових корегувань при зміні навантажувально-зчіпних умов під впливом відцентрової сили в процесі гальмування на випуклій дорожній поверхні алгоритми функціонування АБС не потребують.

При русі по увігнутій дорожній поверхні відцентрова сила діє у напрямку збільшення вертикальних реакцій на колесах, тобто покращує навантажувально-зчіпні умови в контакті коліс з дорожньою поверхнею, до зміни яких, як відмічалось вище, АБС повинна адаптуватися без будь-яких додаткових корегувань алгоритму функціонування. Слід відмітити, що можливі такі режими руху, при яких внаслідок збільшення вертикальних реакцій моменти максимально можливих гальмівних сил перевищать максимально можливі гальмівні моменти, які створюються гальмівними механізмами. У цьому випадку блокування коліс стає неможливим і АБС взагалі не буде спрацьовувати як і при службовому гальмуванні.

### РОЗДІЛ 3

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ З АБС.

Питаннями моделювання динаміки руху автомобілів взагалі та у гальмівному режимі зокрема присвячено багато робіт як вітчизняних, так і закордонних дослідників. Серед них слід виділити роботи Антонова Д.А., Біленького Ю.Г., Волкова В.П., Гецовича Є.М., Іларіонова В.О., Дем'янюка В.А., Литвинова О.С., Подрігало М.А., Пчеліна І.К., Ревіна О.О., Фаробіна Я.С., Фрумкіна А.К. та ін.[34-71].

Розроблена автором модель базується на відомих моделях процесів гальмування трьохвісних автомобілів [5,28,67] і виконана у вигляді окремих блоків, як відомих [72-74], так і розроблених на підставі [75] та [76,77] блоків, що описують закон керування процесом гальмування та процеси модуляції тиску у виконавчих апаратах гальмівного приводу. Таким чином, математична модель складається з наступних блоків :

- блок рівнянь, що описує рух підресореної та трьох непідресорених мас з урахуванням пружньо-дисипативних функцій підвіски та шин;
- блок рівнянь, що описує взаємодію еластичних коліс з опорною поверхнею;
- модель функціонування пневматичного гальмівного приводу та гальмівних механізмів;
- блок рівнянь, що імітує роботу електронного контролера АБС;
- блок рівнянь, які описують модуляцію тиску стисненого повітря у виконавчих апаратах гальмівного приводу.

Початкові дані для чисельного експерименту взяті із [78-82]. У якості прототипу прийнятий вантажний автомобіль вітчизняного виробництва КрАЗ-6510.

### 3.1. Математична модель руху підресореної та непідресорених мас автомобіля.

У відповідності до прийнятого прототипу нами розглядається чотиримасова модель тривісного автомобіля з ресорною підвіскою переднього моста і ресорно-балансирною підвіскою середнього та заднього мостів. При складанні фізичної моделі руху мас автомобіля прийняті наступні допущення:

- остов автомобіля є абсолютно твердим тілом, яке має поздовжню площину симетрії. Деформації рами на кручення та вигін дуже малі – ними можна знехтувати;
- координати положень центрів підресореної та непідресорених мас відлічуємо від положень статичної рівноваги;
- приймаємо, що в процесі руху автомобіля серединна площина кожного колеса залишається вертикальною, тобто нехтуємо поворотом мостів у вертикальній та горизонтальній площинах;
- вважаємо, що елементи підвіски характеризуються тільки пружністю та демпферуванням, а їх маси віднесені до підресореної та непідресорених мас автомобіля;
- кути зміни напрямку руху незаблокованих коліс за рахунок повороту осі із залежною ресорною підвіскою при крені підресореної маси під дією бічних сил малі в порівнянні з кутами уводу, викликаними цими ж силами, і ними можна знехтувати;
- динамічні невривноваженості та гіроскопічні моменти мас, що обертаються, дорівнюють нулю, а гальмування відбувається при відключеному від трансмісії двигуні. При цьому моменти інерції елементів трансмісії включаються в приведені моменти інерції кожного колеса;



- при екстреному гальмуванні сила опору повітря та моменти опору коченню коліс дуже малі у порівнянні з іншими факторами, ними можна знехтувати;
- невідповідність кінематики рульового приводу та підвіски, яка призводить до відхилення напрямку руху передньої осі на кут, який при залежній підвісці не перевищує одного градуса, несуттєва і нею можна знехтувати;
- гальмування відбувається на твердій поверхні, контакт шин з нею – точковий, а вертикальна реакція в контакті визначається ординатою дорожньої поверхні під центром колеса;
- всі сили і моменти, які виникають у підвісці від тангенціальних гальмівних сил в контакті шин з дорожньою поверхнею, вважаються врівноваженими реакціями у направляючих пристроях, що обумовлює два ступеня свободи переміщення моста;
- оскільки розглядаються тільки вертикальні коливання мас автомобіля в поздовжній та поперечній площинах після початку гальмування, в кінематичних зв'язках шин з опорною поверхнею їх тангенціальна жорсткість розглядається тільки у зв'язку зі зміною вертикальної жорсткості, тобто еквівалентна коливальна система відрізняється від найпоширенішої в теорії коливань і плавності ходу автомобіля прикладеними в контакті коліс з опорною поверхнею тангенціальними реакціями, які викликають інерційну силу, прикладену до центра мас автомобіля. Це прийнятно тільки в припущенні, що направляючі пристрої підвіски забезпечують передачу на підресорену масу поздовжніх сил, прикладених до коліс, за рахунок замкнених внутрішніх зусиль, а кінематика підвіски не залежить від відносного зсуву по вертикалі точок кріплення ресор до підресореної та непідресорених мас. Ці умови близькі до умов, що створюються

направляючими пристроями підвіски з листовими ресорами в конструкціях вантажних автомобілів.

Розрахункова схема руху мас автомобіля наведена на рис.3.1.

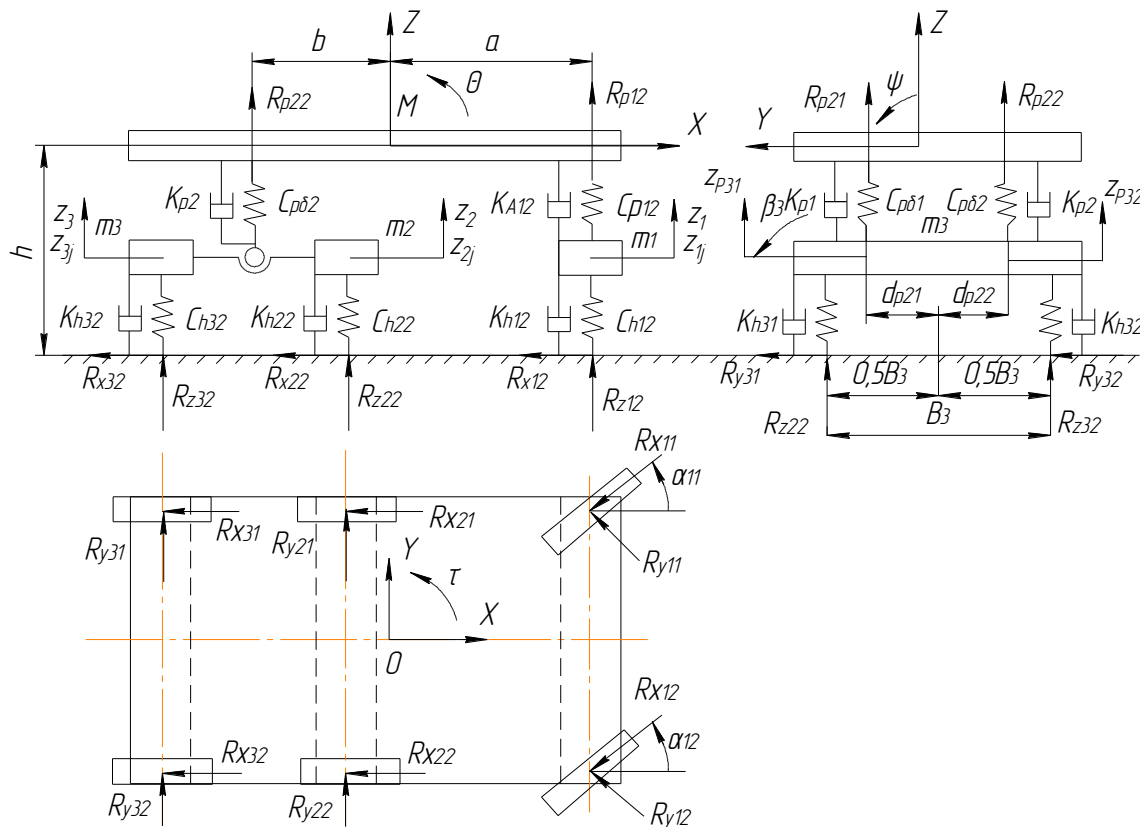


Рис. 3.1 Розрахункова схема руху мас автомобіля

Диференційні рівняння руху мас автомобіля складені у двох системах координат: нерухомій  $XYZO$  та рухомій  $X_a Y_a Z_a O_a$ , жорстко пов'язаній із центром мас автомобіля. В момент часу початку гальмування ці системи співпадають.

У відповідності до прийнятої схеми переміщення підресореної маси описуються рівняннями:

$$\ddot{X} = -\sum_{i,j} R_{xij} / (M + m_1 + m_2 + m_3); \quad (3.1)$$

$$\ddot{Y} = \sum_{i,j} R_{yij} / (M + m_1 + m_2 + m_3); \quad (3.2)$$

$$\ddot{Z} = \sum_{i,j} R_{p_{ij}} / M, \quad (3.3)$$

де  $R_{x_{ij}}, R_{y_{ij}}$  – реакції з боку дороги на колеса автомобіля в нерухомій системі координат;

$i, j$  – номери осей і бортів автомобіля ( $i=1$  – передня вісь,  $i=2$  – середня вісь (для вертикального переміщення балансира,  $j=1$  – лівий борт,  $j=2$  – правий борт);

$R_{p_{ij}}$  – сили, що діють на підресорену масу з боку підвіски;

$M, m_1, m_2, m_3$  – підресорена маса автомобіля, маси передньої, середньої та задньої осей відповідно.

Умови (на момент часу початку гальмування) для рівнянь (3.1-3.3) приймаються у вигляді:

$$\begin{cases} X(0) = Y(0) = Z(0) = \dot{Y}(0) = \dot{Z}(0) = 0; \\ \dot{X}(0) = V_0, \end{cases} \quad (3.4)$$

де  $V_0$  – початкова швидкість руху автомобіля.

Поворот підресореної маси відносно координатних осей описується рівняннями:

– відносно осі  $X_a$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_x} \left( -d_{p11} \cdot R_{p11} + d_{p12} \cdot R_{p12} - d_{p21} \cdot R_{p21} + d_{p22} \cdot R_{p22} + \frac{(h+Z)M}{M+m_1+m_2+m_3} \sum_{ij} Q'_{\delta_{ij}} \right); \quad (3.5)$$

– відносно осі  $Y_a$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J_y} \left( a(R_{p11} + R_{p12}) - b(R_{p21} + R_{p22}) - \frac{(h+Z)M}{M+m_1+m_2+m_3} \sum_{ij} P'_{T_{ij}} \right); \quad (3.6)$$

– відносно осі  $Z_a$

$$\ddot{i} = \frac{1}{J_z} [-(Q'_{\delta 11} + Q'_{\delta 12})a + (Q'_{\delta 21} + Q'_{\delta 22})(b - l_\delta) + (Q'_{\delta 31} + Q'_{\delta 32})(b + l_\delta) + 0,5(P'_{T11}B_1 + P'_{T21}B_2 + P'_{T31}B_3 - P'_{T12}B_1 - P'_{T22}B_2 - P'_{T32}B_3)], \quad (3.7)$$

де  $J_x, J_y$  – моменти інерції підресореної маси автомобіля відносно осей  $X, Y$ ;

$J_z$  – моменти інерції автомобіля щодо осі  $Z$ ;

$B_1, B_2, B_3$  – відстані між серединними площинами коліс передньої, середньої та задньої осей відповідно;

$Q'_{\delta ij}$  – бічні сили, які діють з боку дороги на колеса;

$\psi, \theta, \tau$  – кути повороту підресореної маси автомобіля відносно координатних осей  $X_a, Y_a, Z_a$  відповідно;

$a, b, h$  – координати центру підресореної маси автомобіля;

$z$  – вертикальне переміщення центру підресореної маси автомобіля;

$P'_{Tij}$  – гальмівні сили, що діють на колеса з боку дороги (у системі координат  $X_a Y_a Z_a O_a$ ).

Початкові умови при вирішенні рівнянь (3.5-3.7) аналогічно (3.4) мають вигляд:

$$\psi(0) = \theta(0) = \tau(0) = \dot{\psi}(0) = \dot{\theta}(0) = \dot{\tau}(0) = 0. \quad (3.8)$$

Реакції в контактні коліс з дорожньою поверхнею в системах координат  $XYZO$  та  $X_a Y_a Z_a O_a$  зв'язані співвідношеннями

$$R_{xij} = P'_{Tij} \cos \tau - Q'_{\delta ij} \sin \tau; \quad (3.9)$$

$$R_{yij} = -Q'_{\delta ij} \cos \tau - P'_{Tij} \sin \tau . \quad (3.10)$$

На рис 3.2 наведена схема навантаження балансирного візка.

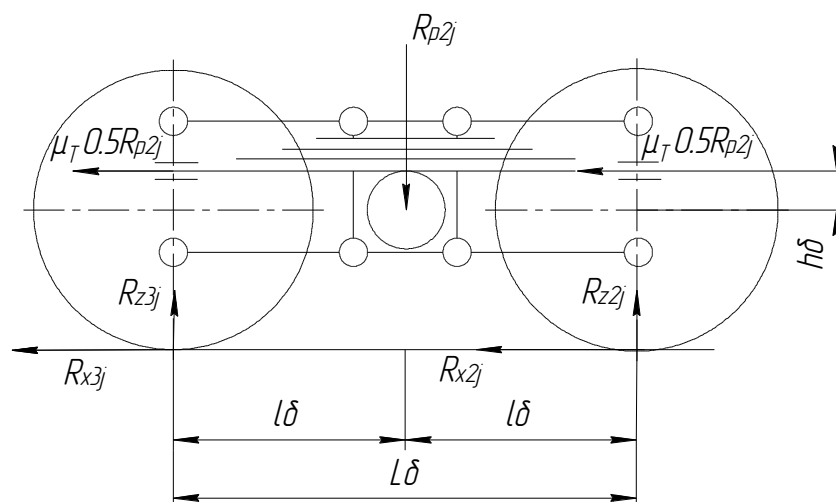


Рис. 3.2 Схема навантаження балансирного візка

Згідно схем рис.3.1 та 3.2 вертикальні переміщення непідресорених мас описуються рівняннями:

- для передньої осі

$$\ddot{z}_1 = \frac{1}{m_1} \left( \sum_j R_{z1j} - \sum_j R_{P1j} \right); \quad (3.11)$$

- для середньої та задньої осей

$$\ddot{z}_{2,3} = \frac{1}{m_i} \left( \sum_j R_{zij} - \left( 1 \mp \frac{\mu_T \cdot h_{\delta}}{L_{\delta}} \right) \sum_j R_{P2j} \right), \quad (3.12)$$

де  $R_{zij}$  – сума сил, що діють з боку дороги на непідресорену масу;

$\mu_T$  – коефіцієнт тертя в контакті ресори з мостом;

$\mu_T \cdot R_{P2j}$  – сила тертя в контакті ресори з мостом.

У (3.12) знак “–” приймається для середньої осі, а знак “+” для задньої осі автомобіля.

Повороти мостів відносно осі, паралельній поздовжній осі автомобіля, описуються рівняннями:

– для передньої осі

$$\ddot{\beta}_1 = \frac{1}{J_1} \left( -R_{z11} \frac{B_1}{2} + R_{z12} \frac{B_1}{2} + R_{P11} d_{P11} - R_{P12} d_{P12} \right); \quad (3.13)$$

– для середньої та задньої осей

$$\ddot{\beta}_i = \frac{1}{2 \cdot J_i} \left( -R_{zi1} B_i + R_{zi2} B_i + R_{P21} d_{P21} - R_{P22} d_{P22} \right), \quad (3.14)$$

де  $J_1, J_2, J_3$  – моменти інерції відповідно переднього, середнього та заднього мостів відносно осі, паралельної поздовжній осі автомобіля і яка проходить через центр мас  $i$ -го мосту.

На рис 3.3 наведена розрахункова схема балансира, відповідно до якої поворот мостів відносно осі балансира описується рівнянням:

$$\ddot{\varepsilon}_j = \frac{l_\delta}{J_\delta} (R_{z2j} - R_{z3j}), \quad (3.15)$$

де  $J_\delta$  – момент інерції балансирного візка відносно осі балансира.

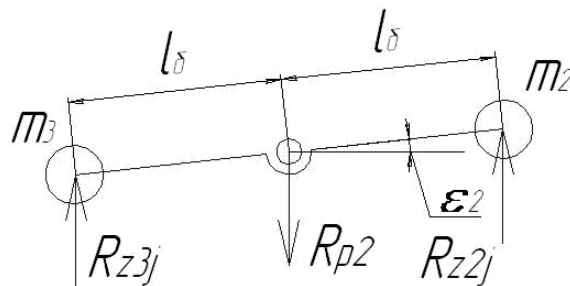


Рис. 3.3 Розрахункова схема балансира

Початкові умови для вирішення рівнянь (3.11) – (3.15):

$$z_i(0) = \beta_i(0) = \varepsilon(0) = \dot{z}_i(0) = \dot{\beta}_i(0) = \dot{\varepsilon}(0) = 0. \quad (3.16)$$

Із геометричних міркувань визначаємо координати центрів коліс та швидкості їх переміщення як

$$z_{ij} = z_i \pm 0,5B_i \cdot \beta_i + A_\delta \cdot l_\delta \cdot \varepsilon_j; \quad (3.17)$$

$$\dot{z}_{ij} = \dot{z}_i \pm 0,5B_i \cdot \dot{\beta}_i + A_\delta \cdot l_\delta \cdot \dot{\varepsilon}_j, \quad (3.18)$$

а також координати точок кріплення пружних елементів підвіски та швидкості їх переміщень як

$$z_{Pij} = z_i \pm (0,5B_i - d_{Pij}) \beta_i + A_\delta \cdot l_\delta \cdot \varepsilon_j; \quad (3.19)$$

$$\dot{z}_{Pij} = \dot{z}_i \pm (0,5B_i - d_{Pij}) \dot{\beta}_i + A_\delta \cdot l_\delta \cdot \dot{\varepsilon}_j. \quad (3.20)$$

У рівняннях (3.17)-(3.20) знак “+” приймається для правого борту автомобіля, знак “-” для лівого борту. Коефіцієнт  $A_\delta = 0$  – для передньої осі автомобіля,  $A_\delta = 1$  – для середньої осі автомобіля,  $A_\delta = -1$  – для задньої осі автомобіля.

Зусилля, яке діє з боку підвіски на маси автомобіля визначаються жорсткістю пружних елементів, що демпферують,  $K_{Aij}$  та коефіцієнтом сухого тертя в елементах підвіски  $K_{TPij}$ . Виходячи з цього зусилля в підвісці визначаються рівняннями:

$$R_{P1j} = -F_{Pij} - K_{A1j} \cdot \dot{\xi}_{1j} - K_{TP1j} \cdot \text{sign} \dot{\xi}_{1j} |R_{P1j} + R_{ZCT1j} - 0,5 \cdot m_1 \cdot g|; \quad (3.21)$$

$$R_{P2j} = -F_{Pij} - K_{TP2j} \cdot \text{sign} \dot{\xi}_{2j} |R_{P2j} + R_{ZCT2j} - 0,5 \cdot m_2 \cdot g - 0,5 \cdot m_3 \cdot g|, \quad (3.22)$$

де  $F_{Pij}$  – сила, що діє з боку пружного елемента підвіски на маси автомобіля;

$R_{ZCTij}$  – статичне навантаження на колесо;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$\dot{\xi}_i, \xi_i$  – відносна швидкість і переміщення точок кріплення підвіски до підресореної маси, які визначаються за рівнянням:

$$\xi_{1j} = Z + a \cdot \theta - z_{p1j} \mp d_{p1j} \cdot \psi ; \quad (3.23)$$

$$\xi_{2j} = Z - b \cdot \theta - z_{p2j} \mp d_{p2j} \cdot \psi . \quad (3.24)$$

У рівняннях (3.23,3.24) знак “+” приймається для правого борту автомобіля, а знак “–” – для лівого.

Пружна характеристика ресорної підвіски наведена на рис. 3.4.

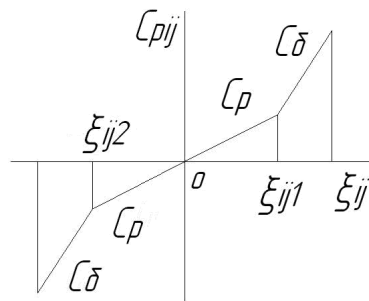


Рис. 3.4 Пружна характеристика ресорної підвіски

Згідно з цією характеристикою пружна сила підвіски задається умовами:

$$F_{Pij} = \begin{cases} C_{Pij} \cdot \xi_{ij} \text{ при } \xi_{ij2} \leq \xi_{ij} \leq \xi_{ij1}; \\ C_{Pij} \cdot \xi_{ij1} + C_{Bij} \cdot (\xi_{ij} - \xi_{ij1}) \text{ при } \xi_{ij} > \xi_{ij1}; \\ C_{Pij} \cdot \xi_{ij2} + C_{Bij} \cdot (\xi_{ij} - \xi_{ij2}) \text{ при } \xi_{ij} < \xi_{ij2}, \end{cases} \quad (3.25)$$

де  $C_{Pij}$  – приведена жорсткість ресори на робочому ході, яку приймаємо постійною, нехтуючи нелінійністю характеристики на кінцевих ділянках робочого ходу, та явищем гістерезису;

$C_{Bij}$  – приведена жорсткість буфера обмежувача ходу підвіски.



В разі «пробою» підвіски приймаємо  $C_{Pij} \rightarrow \infty$ , а  $K_{Aij} = (K_{TPij})$  рівними нулю. Тоді коливання відбуваються лише при жорсткості шини  $C_{hij}$  та коефіцієнті демпферування шини  $K_{hij}$ .

Вертикальні реакції (динамічні складові реакцій)  $R_{zij}$  на колесах (див. рис. 3.1) визначаються співвідношеннями виду

$$R_{zij} = -C_{hij} \cdot z_{ij} - K_{hij} \cdot \dot{z}_{ij}, \quad (3.26)$$

де  $C_{hij}$  – радіальна жорсткість шини, яка визначається як відношення статичного навантаження на шину до її статичної деформації, тобто

$$C_{hij} = \frac{R_{zctij}}{Z_{ctij}}; \quad (3.27)$$

$K_{hij}$  – коефіцієнт демпферування шини, який визначається по відомих залежностях [63 – 65] і приймається постійним.

У разі відриву колеса від опорної поверхні вводиться додаткова умова

$$R_{zij} < -R_{zctij} \Rightarrow R_{zij} = -R_{zctij}. \quad (3.28)$$

Рівняння та умови (3.1)-(3.28) складають математичну модель руху чотиримасової системи із дванадцятьма ступенями свободи.

### 3.2. Взаємодія еластичних коліс з опорною поверхнею.

Гальмівна ефективність, керованість та стійкість автомобіля визначається здатністю коліс створювати реакції у плямі контакту з дорожньою поверхнею. Ця здатність залежить від багатьох чинників,

основними з яких є тип та стан дорожньої поверхні, ступінь зносу шин та умови кочення колеса.

Для математичного опису процесу взаємодії еластичного колеса з дорожньою поверхнею автором використані відомі дослідження з цього питання [63,65,83]. Схема навантаження і кочення колеса у гальмівному режимі наведена на рис. 3.5.

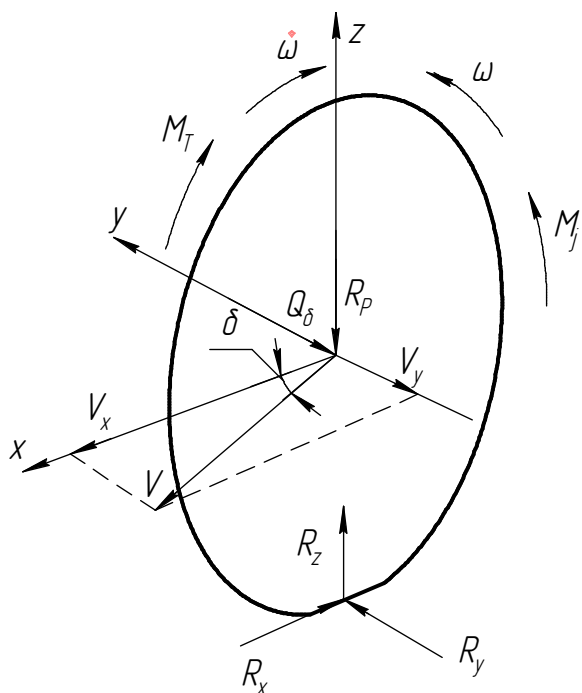


Рис. 3.5 Схема навантаження колеса при гальмуванні  
 $R_x, R_y, R_z$  – реакції у контакті з дорогою;  $R_p$  – частина сили ваги автомобіля, що діє на колесо ( з урахуванням динамічного перерозподілу);  $Q_\delta$  – бічна сила;  $\omega, \dot{\omega}$  – кутова швидкість і кутове прискорення колеса;  $V_x, V_y$  – поздовжня та поперечна швидкості колеса;  $V$  – результуюча швидкість колеса;  $\delta$  – кут бічного зсуву колеса;  $M_j$  – момент сил інерції колеса;  $M_T$  – гальмівний момент;  $j$  – поздовжнє уповільнення колеса (уповільнення центру колеса).

Складний рух колеса у відповідності до принципу суперпозиції можна уявити як суму переносного руху (рух центра колеса разом із автомобілем) та відносного руху (обертання колеса навколо центра). Зчіпні можливості

колеса з дорожньою поверхнею прийнято оцінювати за допомогою коефіцієнтів зчеплення у поздовжньому

$$\varphi_{xij} = \frac{R_{xij}}{R_{zij}} \quad (3.29)$$

та поперечному

$$\varphi_{yij} = \frac{R_{yij}}{R_{zij}} \quad (3.30)$$

напрямах, де

$R_{xij}$  – реакція у поздовжньому напрямку, яка визначає гальмівну ефективність;

$R_{yij}$  – реакція у поперечному напрямку, яка визначає здатність колеса сприймати бічні сили без бічного ковзання.

Відносний рух колеса описується рівнянням кінетостатики виду:

$$J_{ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = -M_{Tij} + (R_{zij} + R_{zCTij}) \cdot \varphi_X \cdot r_{dij} \quad (3.31)$$

де  $J_{ij}$  – момент інерції колеса та пов'язаних із ним мас, що обертаються;

$\dot{\omega}_{ij}$  – кутове прискорення колеса;

$R_{zij}, R_{zctij}$  – динамічна та статична складові вертикальної реакції у плямі контакту колеса з дорогою;

$r_{dij}$  – динамічний радіус колеса.

В процесі гальмування всі параметри руху колеса безперервно змінюються під впливом різних чинників: ступені загальмованості колеса, перерозподілу вертикальних навантажень між осями та бортами автомобіля, флуктуацій коефіцієнту зчеплення та ін. Динамічний радіус колеса теж змінюється у відповідності до умови:

$$r_{dij} = r_{CTij} - z_{ij} \quad (3.32)$$

де  $r_{CTij}$  – статичний радіус колеса;

$z_{ij}$  – вертикальне переміщення центру колеса відносно дорожньої поверхні від статичного положення.

Коефіцієнти зчеплення колеса є функціями виду:

$$\varphi_{xij} = f(S_{ij}, \delta_{ij}); \quad (3.33)$$

$$\varphi_{yij} = f(S_{ij}, \delta_{ij}). \quad (3.34)$$

де  $S_{ij}$  – відносне поздовжнє ковзання колеса

$$S_{ij} = \frac{V_x - \omega_{ij} \cdot r_{dij}}{V_x}, \quad (3.35)$$

кутова швидкість колеса

$$\omega_{ij} = \omega_{oij} - \int_0^t \dot{\omega}_{ij} dt, \quad (3.36)$$

початкова кутова швидкість колеса

$$\omega_{oij} = \frac{V_o}{r_{dij}}, \quad (3.37)$$

$V_o$  – початкова швидкість автомобіля.

Швидкість руху центра колеса задається рівнянням

$$V_x = V_o - \int_0^t j dt, \quad (3.38)$$

де  $j = \ddot{x}$  – поздовжнє уповільнення автомобіля.

Врахування впливу швидкості руху автомобіля на зчіпні властивості шини здійснюється за допомогою коефіцієнта корекції [84]

$$K_{KOP} = 1,05 - \frac{V_x}{60}, \quad (3.39)$$

на який домножуються значення  $\varphi_{xij}$  і  $\varphi_{yij}$  при  $V_x \rightarrow 0$ . Формула (3.39) отримана на підставі обробки експериментальних досліджень [85] і дає прийнятний результат в діапазоні швидкостей руху  $0 \leq V_x \leq 30$  м/с, тобто у всьому реальному діапазоні швидкостей.

Поздовжня швидкість центру колеса визначається як

$$V_{Pij} = \sqrt{V_{xij}^2 + V_{yij}^2} \cdot \cos \delta_{ij}, \quad (3.40)$$

а проекції її на осі координат як

$$V_{xij} = \dot{X} \pm \dot{\tau} \cdot \sqrt{(0,5 \cdot B_i)^2 + e^2} \cdot \sin(\tau + \lambda_{ij}); \quad (3.41)$$

$$V_{yij} = \dot{Y} \pm \dot{\tau} \cdot \sqrt{(0,5 \cdot B_i)^2 + e^2} \cdot \cos(\tau + \lambda_{ij}), \quad (3.42)$$

де  $\tau$  – кут повороту автомобіля навколо осі  $Z$  в нерухомій системі координат;

$\dot{X}, \dot{Y}$  – проекції вектора швидкості центру підресореної маси в нерухомій системі координат;

$\lambda_{ij}$  – кут в проекції на горизонтальну площину між поздовжньою віссю автомобіля та лінією, що сполучає центр підресореної маси з центром  $ij$ -го колеса.

У рівняннях (3.41), (3.42)  $e = a$  – для коліс передньої осі,  $e = b - l_{\delta j}$  – для коліс середньої осі,  $e = b + l_{\delta j}$  – для коліс задньої осі. У рівнянні (3.41) знак « $\rightarrow$ » – для коліс середньої і задньої осі автомобіля, « $+$ » – для коліс передньої осі автомобіля.

У рівнянні (3.42) знак «-» – для коліс передньої осі автомобіля, «+» – для коліс середньої і задньої осі автомобіля. Кут  $\lambda_{ij}$  визначається як

$$\lambda_{ij} = \pm \operatorname{arctg} \left( \frac{0,5 \cdot B_i}{e} \right), \quad (3.43)$$

де знак «-» – для лівого колеса передньої осі та правих коліс середньої та задньої осей, для всіх інших приймається знак «+» .

При заблокованому колесі рівняння (3.31) приймає вид  $\dot{\omega}_{ij} = 0$ , а при зниженні  $M_{Tij}$  при заблокованому колесі вибирається з умови

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = \max((R_{zij} + R_{zCTij}) \cdot \varphi_{xij} \cdot r_{dij} - M_{Tij}, 0). \quad (3.44)$$

Визначимо поздовжні та бічні реакції коліс з дорожньою поверхнею та їх взаємозв'язок у різних системах координат. Для коліс середньої та задньої осей значення реакцій в системах координат, пов'язаних з колесом та автомобілем, однакові. Тобто

$$P'_{T2j} = P_{T2j} \quad P'_{T3j} = P_{T3j}; \quad Q'_{\delta 2j} = Q_{\delta 2j}, \quad Q'_{\delta 3j} = Q_{\delta 3j}, \quad (3.45)$$

де  $P_{Tij}, Q_{\delta ij}$  – гальмівні та бічні сили в системі координат, пов'язаній з колесом.

Для передніх керованих коліс при їх повороті відносно поздовжньої осі автомобіля на кут  $\alpha_{1j}$  вирази для реакцій в системі координат, пов'язаній з автомобілем, приймають вигляд :

$$P'_{T1j} = P_{T1j} \cdot \cos \alpha_{1j} - Q_{\delta 1j} \cdot \sin \alpha_{1j}; \quad (3.46)$$

$$Q'_{\delta 1j} = -Q_{\delta 1j} \cdot \cos \alpha_{1j} - P_{T1j} \cdot \sin \alpha_{1j}, \quad (3.47)$$

де  $\alpha_{1j}$  – кут повороту керованих коліс.

Гальмівні сили на колесах визначаються за рівняннями виду:

$$P_{Tij} = \varphi_{xij} \cdot (R_{zij} + R_{zCTij}) \cdot \text{sign} S_{ij}, \quad (3.48)$$

де множник  $\text{sign}(S_{ij})$  введений при допущенні ізотропності зчіпних властивостей шини при ковзанні та буксуванні для того, щоб врахувати зміну напрямку тангенціальної реакції у плямі контакту на розгальмованому колесі та гальмуванні автомобіля рештою коліс, тобто при  $S_{ij} < 0$ .

Максимально можлива бічна реакція на колесі визначається як :

$$Q_{\delta ij \max} = \varphi_{yij} \cdot (R_{zij} + R_{zCTij}). \quad (3.49)$$

При цьому слід врахувати, що бічне зміщення колеса може відбуватися як внаслідок його пружного бічного уводу, так і внаслідок його бічного ковзання. Тому дійсне значення бічної реакції на колесі визначається за умовою :

$$Q_{\delta ij} = \min \left( Q_{\delta ij \max}, \frac{K_{ybij}}{\delta_{ij}} \right) \text{sign} \delta_{ij}, \quad (3.50)$$

де  $K_{ybij}$  – коефіцієнт опору бічному уводу.

Для шин вантажних автомобілів значення цього коефіцієнта знаходиться у діапазоні 60-120 кН/рад. При цьому максимально можливий кут бічного уводу залежить від бічної жорсткості шини, навантаження на неї, коефіцієнту зчеплення та ін. Для більшості шин вантажних автомобілів цей кут знаходиться у діапазоні 10-12°.

У разі блокування колеса (при  $S_{ij} > 0,999$ ) вводяться додаткові умови:

$$P_{Tij} = \sqrt{P_{Tij}^2 + Q_{\delta ij}^2} \cos \delta_{ij}; \quad (3.51)$$

$$Q_{\delta_{ij}} = \sqrt{P_{Tij}^2 + Q_{\delta_{ij}}^2} \sin \delta_{ij}. \quad (3.52)$$

Та крім того, при  $\omega_{ij} < 0 \Rightarrow \dot{\omega}_{ij} = 0$ , якщо  $\omega_{ij} = 0$  та  $\dot{\omega}_{ij} < 0 \Rightarrow \dot{\omega}_{ij} = 0$ .

Кути бічного зміщення коліс при відсутності зміщень центрів коліс відносно підресореної маси у горизонтальній площині визначаються за умовами:

– для коліс передньої осі:

$$\delta_{11} = \chi_{11} - \tau - \alpha_{11}; \quad (3.53)$$

$$\delta_{12} = \chi_{12} - \tau + \alpha_{12}; \quad (3.54)$$

– для коліс середньої осі:

$$\delta_{2j} = \tau - \chi_{2j}; \quad (3.55)$$

– для коліс задньої осі:

$$\delta_{3j} = \chi_{3j} - \tau, \quad (3.56)$$

де параметр  $\chi_{ij}$  визначається як:

$$\chi_{ij} = \arctg \frac{V_{yij}}{V_{xij}}. \quad (3.57)$$

Адекватність моделей руху колісних машин суттєво залежить від коректностей задання залежностей  $\varphi_{xij} = f(S_{ij})$  та  $\varphi_{yij} = f(S_{ij})$ . Більшість дослідників вводять в модель руху ці залежності у вигляді таблиць, отриманих шляхом обробки емпіричних графічних інтерпретацій залежностей, які називають  $\varphi - S$  діаграмами.

Відомі також спроби задання цих залежностей у вигляді аналітичних виразів, отриманих шляхом апроксимації графічних інтерпретацій. Найбільш поширене використання отримали аналітичні залежності  $\varphi_x = \varphi_x(S)$ , запропоновані Расејка [86] та Буркхардтом [87]. Перша має вигляд :

$$\varphi_{xij}(S_{xij}) = D \cdot \sin(C \arctan(B \cdot S_{xij} - E(B \cdot S_{xij} - \arctan(B \cdot S_{xij}))), \quad (3.58)$$



де  $B, C, E, D$  – постійні для даного типу і стану дорожньої поверхні коефіцієнти, наведені в табл. 3.1.

Із (3.58) видно, що ця залежність враховує тільки зміну у процесі гальмування величини відносного поздовжнього ковзання колеса.

Друга залежність враховує також зміну швидкості руху автомобіля при гальмуванні і має вигляд:

$$\varphi_{xij}(S_{xij}, V_{xij}) = [C_1 \cdot (1 - e^{-C_2 \cdot S_{xij}}) - C_3 \cdot S_{xij}] \cdot e^{-C_4 \cdot S_{xij} \cdot V_{xij}}, \quad (3.59)$$

де  $C_1, C_2, C_3$  – постійні коефіцієнти, наведені в табл. 3.2;

$C_4$  – коефіцієнт, що враховує вологість повітря, який змінюється в діапазоні  $0,02 \leq C_4 \leq 0,04$ .

Таблиця 3.1

### Значення коефіцієнтів у формулі Расејка

| Дорожні умови | Значення коефіцієнтів |     |      |     |
|---------------|-----------------------|-----|------|-----|
|               | $B$                   | $C$ | $E$  | $D$ |
| асфальт сухий | 12                    | 2,3 | 0,82 | 1   |
| сніг          | 5                     | 2   | 0,3  | 1   |
| лід           | 4                     | 2   | 0,1  | 1   |

Таблиця 3.2

### Значення коефіцієнтів у формулі Буркхардта

| Дорожні умови   | Значення коефіцієнтів |         |        |
|-----------------|-----------------------|---------|--------|
|                 | $C_1$                 | $C_2$   | $C_3$  |
| асфальт вологий | 0,857                 | 33,822  | 0,347  |
| бруківка волога | 0,4004                | 33,7080 | 0,1204 |
| сніг            | 0,1946                | 94,129  | 0,0646 |
| лід             | 0,05                  | 306,39  | 0      |

Графічні залежності  $\varphi_x = \varphi_x(S)$ , побудовані за формулами (3.58) та (3.59), наведені на рис. 3.6,3.7.

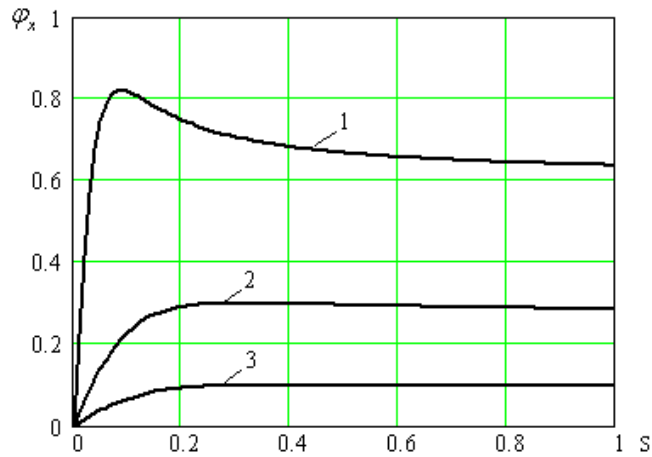


Рис. 3.6 Залежність  $\varphi_x = f(S)$  (за формулою Расејка):

1 – асфальт сухий; 2 – сніг; 3 – лід.

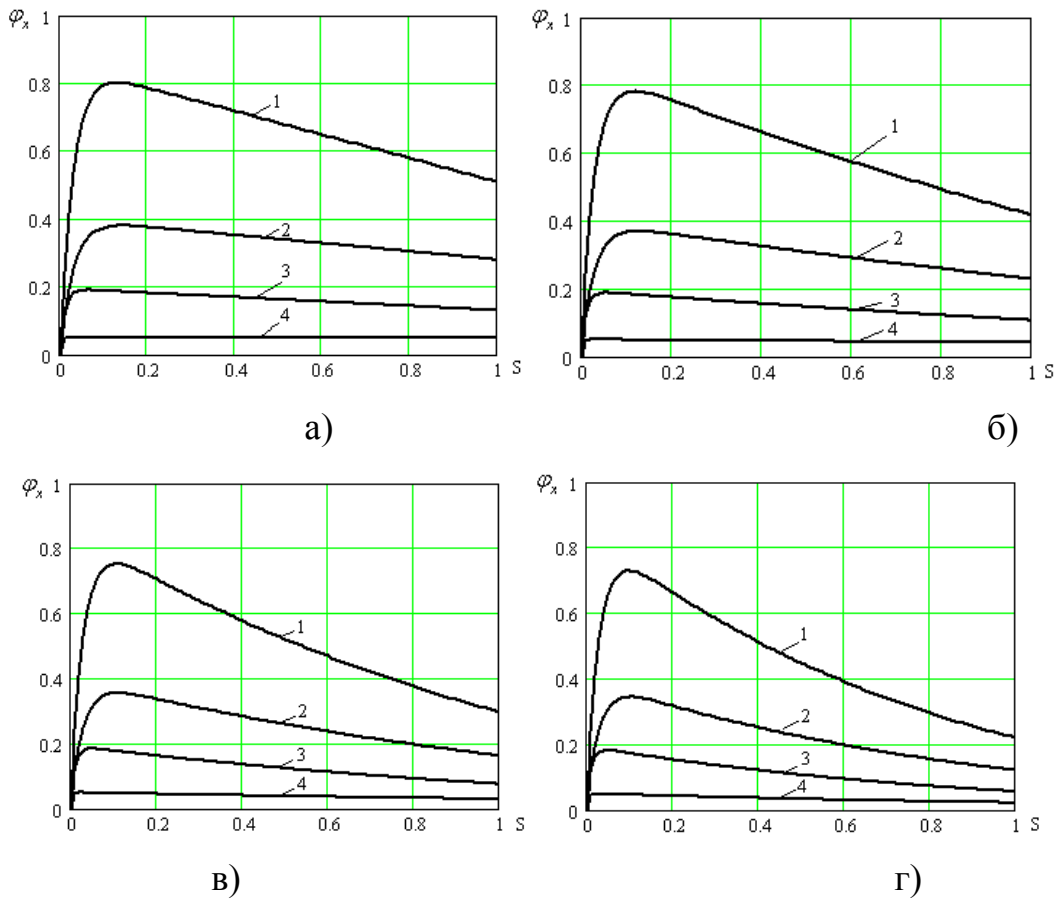


Рис. 3.7 Залежність  $\varphi_x = f(S, V)$  (за формулою Буркхардта):

а – при  $V \rightarrow 0$  км/год; б – при  $V=35$  км/год; в – при  $V=100$  км/год; г – при  $V=150$  км/год; 1 – асфальт вологий; 2 – бруківка волога; 3 – сніг; 4 – лід.

Для задання  $\varphi_y = \varphi_y(S)$  може бути використана апроксимуюча залежність виду

$$\varphi_y = 0,8 \cdot \varphi_{x\max} \cdot e^{-2,8 \cdot S} . \quad (3.60)$$

Побудовані за цією формулою графічні залежності наведені на рис. 3.8.

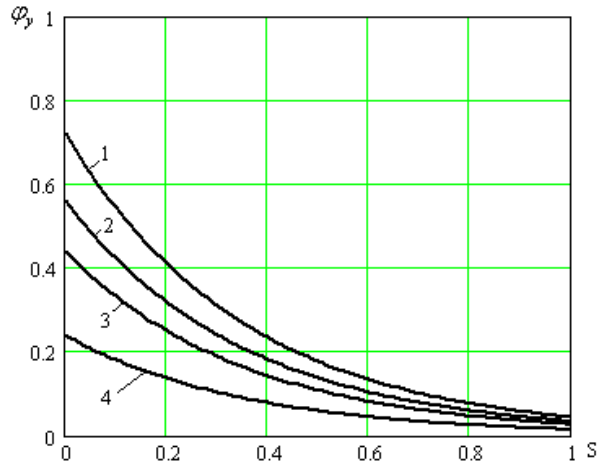


Рис. 3.8 Графічна залежність  $\varphi_y = f(S)$  за формулою (3.60):

1 – сухий асфальто-бетон; 2 – ґрунтова суха дорога; 3 – мокрий асфальтобетон; 4 – сніг.

Слід відзначити, що формула (3.58) дає кращий результат на дорогах з високим значенням коефіцієнту зчеплення коліс з опорною поверхнею (сухий та мокрий асфальтобетон), а формула (3.59) – на дорогах з низькими зчіпними можливостями (сніг, лід). При використанні формули (3.58) вплив швидкості руху на коефіцієнт зчеплення враховується за допомогою коефіцієнта корекції (див.(3.39)).

### 3.3. Модель роботи гальмівного приводу та гальмівних механізмів.

Розробці моделей функціонування пневматичних приводів взагалі та пневматичних гальмівних приводів зокрема присвячені чисельні роботи Біленького Ю.Б., Богомолова В.О., Герц О.В., Дольберга В.І., Крамського О.В., Клименко В.І., Метлюка М.Ф., Туренко А.М., та багатьох інших [88-

95]. Більшість цих моделей пройшли апробацію, їх адекватність доведена чисельними експериментами.

Автором використана модель роботи гальмівного приводу, запропонована в роботі [96] та апробована на прикладі пневматичного гальмівного приводу автомобіля КрАЗ-6510. В цій роботі визначені місця установки в гальмівний привод модуляторів тиску АБС, отримані рекомендації щодо вибору раціональної частоти імпульсної модуляції тиску у виконавчих апаратах гальмівного приводу (5-7 Гц), а вся модель функціонування приводу адаптована до роботи у складі АБС із широтно-імпульсною модуляцією тиску, доцільність якої доведена в роботах [97-99]. Ця модель удосконалена автором в частині імітації роботи модулятора тиску зі змінними прохідними перетинами впускних та випускних каналів з широтно-імпульсною модуляцією тиску [100,101].

Для отримання характеристик модулятора тиску виконані експериментальні дослідження процесу модуляції тиску.

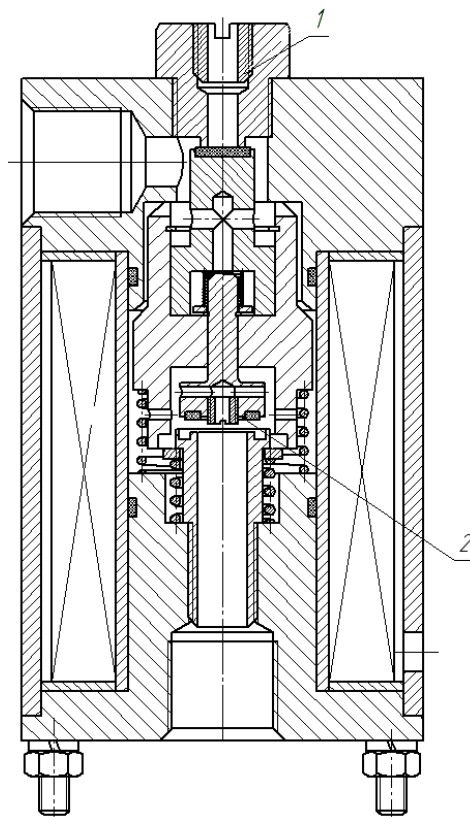


Рис. 3.9 Конструктивна схема модулятора тиску:

1,2 – змінні дроселі для підбору прохідних перетинів



Рис. 3.10 Експериментальний зразок модулятора тиску в розібраному стані



Рис. 3.11 Експериментальний зразок модулятора тиску у зібраному стані поруч з клапаном прискореної дії.

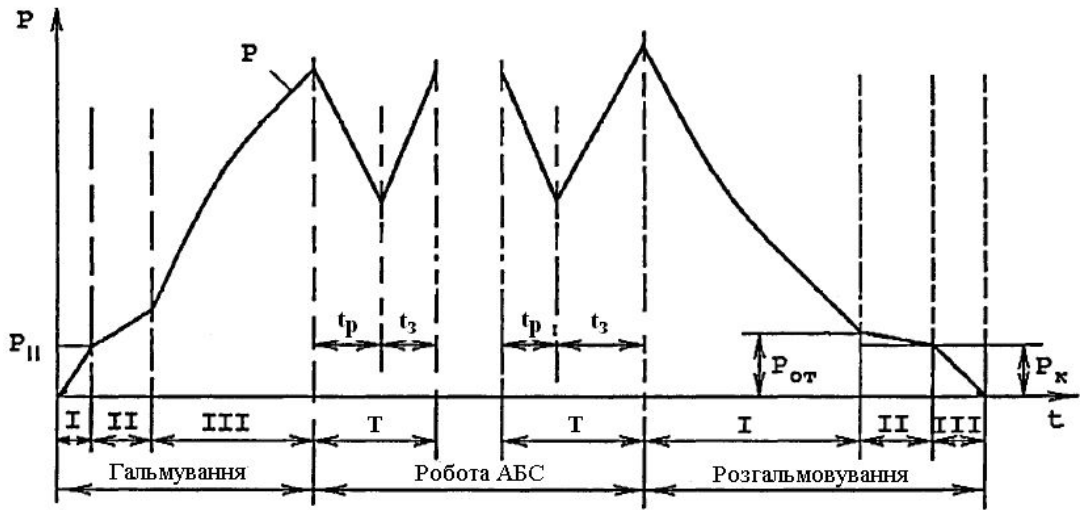


Рис. 3.12 Приклад циклограми імпульсної модуляції тиску у виконавчому апараті пневматичного гальмівного приводу

$T$  – період імпульсного сигналу,  $t_3$  – тривалість фази загальмовування (підвищення тиску),  $t_p$  – тривалість фази розгальмовування,  $P_{\text{сер}}$  – середнє значення тиску у виконавчому апараті при фіксованих  $T$  та  $t_p$ .

Дослідження проводились на лабораторній установці, схема якої наведена на рис. 3.13, а загальний вигляд – на рис 3.14.

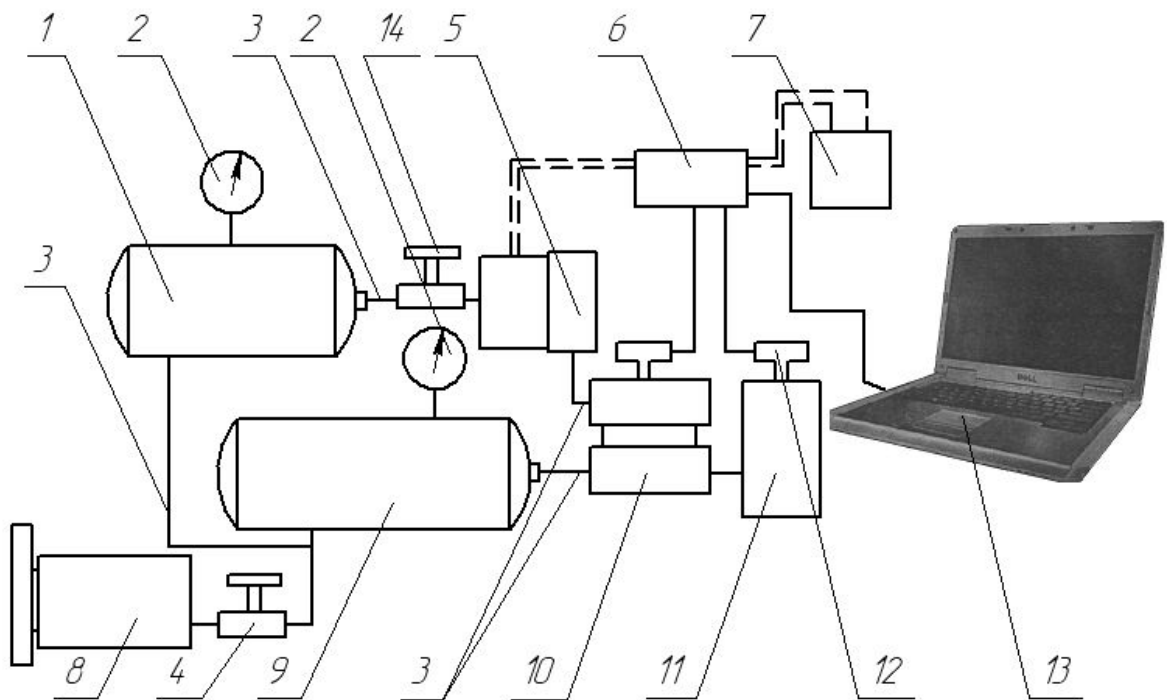


Рис. 3.13 Схема лабораторної установки:

1, 9 – ресивери; 2 – стрілочний манометр; 3 – трубопроводи; 4, 14 – крани роз’єднувальні; 5 – модулятор тиску; 6 – джерело імпульсних сигналів з аналого – цифровим перетворювачем; 7 – блок живлення; 8 – компресор; 10 – клапан прискорюючої дії; 11 – імітатор виконавчого апарату гальмівного приводу; 12 – датчик тиску; 13 – комп’ютер.

У якості модулятора тиску 5 використано експериментальний зразок , зпроектований та виготовлений за схемою, яка наведена на рис.3.9. На рис. 3.10 та 3.11 показано експериментальний зразок модулятора тиску у розібраному та зібраному станах відповідно.

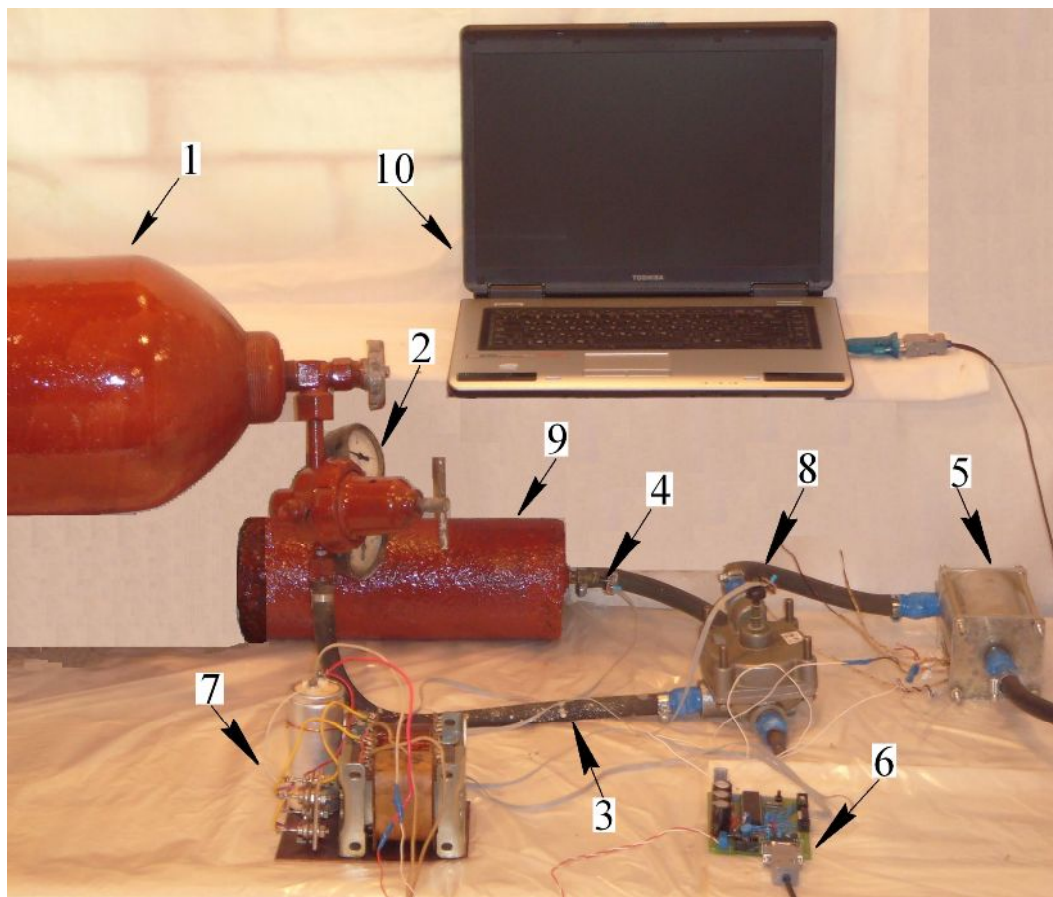


Рис. 3.14 Загальний вигляд лабораторної установки:

1 – ресивер; 2 – стрілочний манометр; 3 – трубопроводи; 4 – датчик тиску; 5 – модулятор тиску; 6 – джерело імпульсних сигналів з аналого – цифровим перетворювачем; 7 – блок живлення; 8 – клапан прискорюючої дії; 9 – імітатор виконавчого апарату гальмівного приводу; 10 – комп’ютер.

Мета експериментальних досліджень полягає в отриманні циклограм зміни тиску у виконавчому апараті гальмівного приводу (див.рис.3.12) при фіксованих значеннях скважності імпульсного сигналу( $C$ ):

$$C = \frac{t_p}{T}. \quad (3.61)$$

Слід відзначити, що при  $C < 0,1$  внаслідок обмеженої швидкодії електромеханічної частини модулятора тиску фаза розгальмовування не реалізовувалась, а при  $C > 0,9$  за тієї ж причини не реалізовувалась фаза загальмовування. Тобто робочий діапазон регулювання скважності імпульсного сигналу обмежений умовою

$$0,1 \leq C \leq 0,9. \quad (3.62)$$

У цьому діапазоні отримані циклограми, аналогічні рис. 3.12, при зміні скважності із кроком 0,1 та частоті 7 Гц, визначені відповідні значенню скважності значення  $P_{сер}$  та побудована графічна залежність (див.рис.3.15)

$$P_{сер} = P_{сер}(C). \quad (3.63)$$

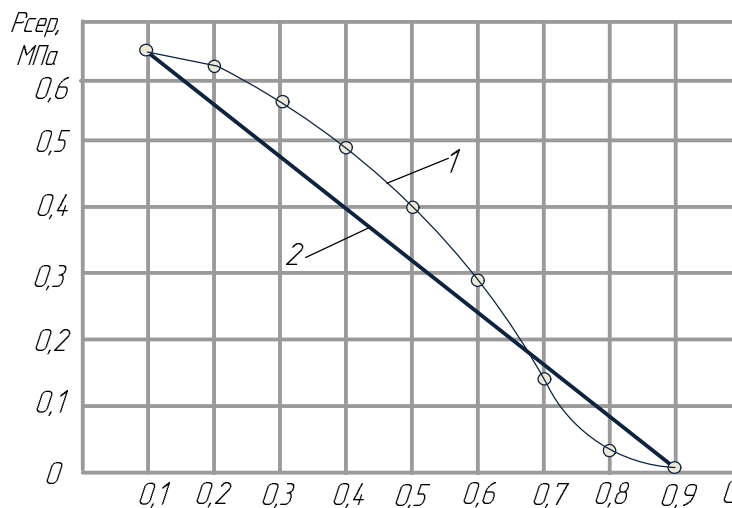


Рис. 3.15 Експериментальна залежність середнього тиску у виконавчому елементі гальмівного приводу від скважності імпульсної модуляції.

1 – експериментальна залежність; 2 – лінійна апроксимуюча залежність.



Включення блоку імітації роботи модулятора тиску до моделі процесу гальмування автомобіля можливо різними способами:

- експериментальна крива 1 задається табличним методом, для значень скважності  $C=0,1 \dots 0,9$  та підрахунком для поточних значень  $C$  значень  $P_{сер}$  методом інтерполяції;
- підбором апроксимуючої аналітичної залежності у вигляді, наприклад, гармонічної функції, близько співпадаючої з експериментальною кривою;
- апроксимацією експериментальних даних лінійною функцією, яка дає більшу похибку, але суттєво спрощує процес підбору аналітичної залежності та подальше використання при моделюванні процесу гальмування.

Автором обраний третій спосіб тому, що, по-перше, похибка апроксимації не перевищує 15%, а по-друге – ця похибка компенсується при роботі АБС наявністю зворотнього зв'язку за динамічним станом гальмуючого колеса.

Виходячи з цього в моделі процесу гальмування автомобіля з АБС імітація роботи модулятора тиску у виконавчому апараті гальмівного приводу може реалізовуватися за допомогою рівняння

$$P_{сер} = K_p \cdot P_{pec} - K_c \cdot C, \quad (3.64)$$

де  $K_p, K_c$  – постійні коефіцієнти, які знаходяться з граничних умов:

$$P_{сер} = P_{pec} \text{ при } C=0,1; \quad (3.65)$$

$$P_{сер} = 0 \text{ при } C=0,9, \quad (3.66)$$

та додаткових умов:

$$\text{якщо } C < 0,1 \Rightarrow P_{сер} = P_{pec}; \quad (3.67)$$

$$\text{якщо } C > 0, 9 \Rightarrow P_{сер} = 0. \quad (3.68)$$

Визначене за (3.64) значення  $P_{сер}$  в подальшому використовується для завдання у (3.31) значення гальмівного моменту за виразом:

$$M_{Tij} = M_{Tij}(P_{серij}). \quad (3.69)$$

Визначенню виду залежності (3.69) для барабанних гальмівних механізмів присвячені чисельні роботи [102-105]. В них визначено, що ця залежність має лінійний характер, але відзначається гістерезис, обумовлений затриманням початку зміни гальмівного моменту від початку зміни тиску повітря у виконавчому апараті гальмівного приводу. При вивченні та дослідженні явища гістерезису гальмівних механізмів більшість експериментальних досліджень виконувались на гальмівних стендах в імпульсному режимі при повному загальмовуванні та розгальмовуванні та частоті  $f \ll 1$  Гц.

Випробування з частотою пульсації тиску у виконавчому апараті в діапазоні  $1 \leq f \leq 9$  Гц та неповних загальмовуванні та розгальмовуванні, що притаманно роботі гальмівного механізму у складі АБС, показали, що вказані затримки зменшуються зі зростанням частоти та при  $f > 5$  Гц стають несуттєвими [99]. Виходячи з цього явищем гістерезису гальмівних механізмів при використанні АБС із широтно-імпульсною модуляцією тиску із частотою  $5 < f < 9$  Гц можна знехтувати, а залежність (3.69) прийняти у вигляді

$$M_{Tij} = k_M \cdot P_{серij}, \quad (3.70)$$

де  $k_M$  – постійний коефіцієнт, який визначається експериментально.

### 3.4. Математичний опис роботи електронного контролера АБС.

При моделюванні роботи контролера слід врахувати наступне:

- цифрові технології, що застосовуються в контролері, дозволяють з великою точністю реалізувати будь-який закон автоматичного керування гальмуванням;
- термін обробки інформації та зміни вихідного керуючого сигналу в контролері не перевищує  $10^{-4}$  с, тому затримками обробки вхідних та коректування вихідних сигналів можна знехтувати;
- всі затримки в електричній та електронній частинах АБС залежать від частоти оновлення інформації на вході контролера, яка, в свою чергу, залежить від кількості зубців ротора колісного датчика кутової швидкості колеса. При кількості зубців більше 60 вважається, що термін оновлення інформації не перевищує кроку розрахунків у контролері. В АБС вантажних автомобілів кількість зубців складає 90 або 120. Тому згаданими затримками можна знехтувати.

Таким чином, виходячи із вищенаведеного, математичний опис роботи електронного контролера АБС зводиться лише до формалізованого опису закону керування гальмуванням. На підставі опублікованих праць щодо синтезу закону автоматичного керування гальмуванням до дослідження прийнято дуальний адаптивний закон функціонування АБС із широтно-імпульсною модуляцією тиску у виконавчих апаратах гальмівного приводу [106], формалізований запис якого має вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{ij} = C_0 + K_q \cdot \int_0^t \left( \dot{\omega}_{ij} - \frac{K_n \cdot j}{r_{dij}} \right) dt; \\ C_{ij} = \text{const} \text{ при } \dot{\omega}_{ij} > 0; \\ C_{ij} = -K_c \cdot t + C'_{0ij} \text{ при } \omega_{ij} = 0, j \neq 0, \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (3.71) \\ (3.72) \\ (3.73) \end{array}$$

де  $C_0$  – постійне значення скважності керуючого сигналу, що відповідає максимальному тиску в гальмівному приводі;

$K_q$  – коефіцієнт чутливості системи до зміни динамічного стану колеса;

$K_n$  – коефіцієнт пробних впливів, який забезпечує «пошук» максимуму коефіцієнта зчеплення колеса з дорожньою поверхнею;

$K_c$  – коефіцієнт, який задає темп зниження тиску у разі повного блокування колеса;

$C_{0ij}$  – значення  $C_{ij}$  у момент перемикання роботи системи на умову (3.73).

Значення  $K_q$  та  $K_n$  у виразі (3.71) задаються згідно [107,108] як

$$K_q = \frac{1}{-0,1653 \cdot j^2 - 0,4808 \cdot j + 20,6929}; \quad (3.74)$$

$$K_{nij} = K_{no} - a \cdot S_{ij} + b \cdot j, \quad (3.75)$$

де  $K_{no} = 1,435$  – початкове значення коефіцієнту пробних впливів на момент початку гальмування;

$a, b$  – постійні коефіцієнти, які визначаються за методикою [107].

## РОЗДІЛ 4

### МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ

Моделювання процесів гальмування автомобіля виконано на прикладі вітчизняного вантажного автомобіля КрАЗ-6510 [79] у два етапи. На першому етапі досліджувався вплив різних сполучень постійних коефіцієнтів чутливості та пробних впливів на показники гальмівної динаміки (гальмівний шлях  $S$ , курсове відхилення автомобіля  $\psi$ , бокове відхилення автомобіля від заданої траєкторії  $\Delta$ ), а на другому етапі – вплив змінного коефіцієнту пробних впливів на ті ж показники.

4.1. Моделювання процесу гальмування при постійних значеннях коефіцієнтів пробних впливів та чутливості.

Для виконання моделювання математичний опис процесів, наведений у розділі 3, реалізовано у програмі, алгоритм якої показаний на рис. 4.1. Врахування впливу водія на процес руху автомобіля ( блок «Модель водія») у вигляді повороту керованих коліс виконано згідно методики [109], відповідно до якої кут повороту керованих коліс водій задає в залежності від швидкості руху автомобіля, його курсового та бокового відхилення від бажаної траєкторії руху.

При моделюванні варіювалися наступні параметри:

- початкова швидкість  $V$ ;
- коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею  $\Phi_{x\max}$  ;
- радіус кривизни дороги у горизонтальній площині;
- вага автомобіля.

Результати моделювання наведені у табл. 4.1-4.3 та на рис. 4.2- 4.10. З наведених результатів видно, що найменші значення гальмівного шляху, кута курсового відхилення автомобіля та бокового відхилення центру мас автомобіля від заданої траєкторії при різних значеннях варійованих

параметрів спостерігаються при коефіцієнті чутливості  $K_{\text{ч}} \approx 30$ , але при різних значеннях  $K_{\text{п}}$ . Це призводить до висновку, що коефіцієнт пробних впливів для підвищення керованості та стійкості руху автомобіля в процесі гальмування треба коригувати в залежності від безперервно вимірюваних (або обчислюваних) параметрів.

Автором запропоновано корегувати коефіцієнт пробних впливів за залежністю [110]

$$K_{nij} = K_{n0} - a \cdot S_{ij} + b \cdot j_a + c_i \cdot j_a \pm d \cdot j_b, \quad (4.1)$$

де  $i$  – номер осі (1,2,3 – відповідно передня, середня та задня);

$j$  – номер борта (1,2 – відповідно лівий, правий);

$K_{n0}$  – початкове значення коефіцієнту пробних впливів;

$a, b$  – постійні коефіцієнти для корегування  $K_{nij}$  залежно від зчпних умов (характеру залежності  $\varphi_x = \varphi_x(S)$ );

$S_{ij}$  – відносне поздовжнє ковзання колеса;

$j_a, j_b$  – поздовжнє та поперечне прискорення автомобіля;

$c_i$  – постійний коефіцієнт, що враховує зміну навантажень на колеса по осях колісної машини під дією поздовжньої сили інерції;

$d$  – постійний коефіцієнт, що враховує зміну навантажень на колеса по бортах колісної машини під дією бокової сили інерції.

У залежності (4.1) знак «+» – для коліс зовнішнього борта, «-» – для коліс внутрішнього борта автомобіля, а коефіцієнти  $a, b, c_i, d$  мають бути визначені для конкретної моделі автомобіля при математичному моделюванні процесів гальмування.

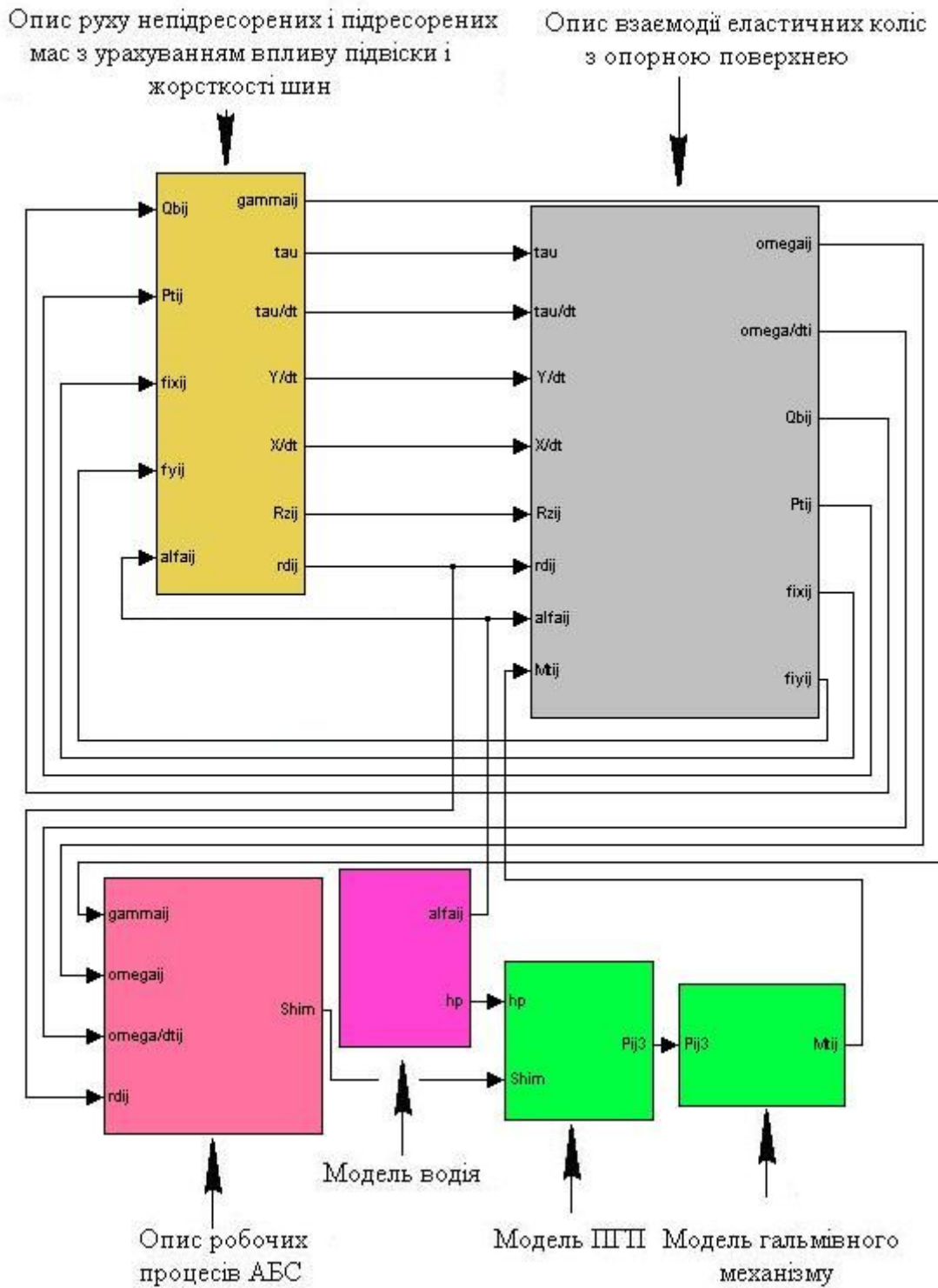


Рис. 4.1 Алгоритм реалізації процесу гальмування автомобіля

## Результати моделювання при гальмуванні автомобіля з АБС

$$(R = 125 \text{ м}, K_n = \text{const}, K_h = \text{const})$$

| $V$ , м/с  | $K_n$   | $K_q$  | $S_T$ , м  | $\psi$ , град | $\Delta$ , м   | Примітка             |                      |
|--|---|--------|------------|---------------|----------------|----------------------|----------------------|
| 1  | 2   | 3      | 4          | 5             | 6              | 7                    |                      |
| $\varphi_{x\max} = 0,2$ , вага автомобіля мінімальна |   |        |            |               |                |                      |                      |
| 11,1   | 0,65  | 1...40 | $S_T > 53$ | $\psi > 8$    | $\Delta > 0,5$ | колеса не загальмов. |                      |
|  | 1,5   | 1      | 48,11      | 3,98          | 0,19           |                      |                      |
|  |   | 10     | 47,14      | 3,96          | 0,18           |                      |                      |
|  |   | 20     | 47,11      | 3,91          | 0,18           |                      |                      |
|  |   | 30     | 47,09      | 3,8           | 0,18           |                      |                      |
|  |   | 40     | 47,09      | 3,8           | 0,19           |                      |                      |
|  | 2,25  | 1      | 48,19      | 3,9           | 0,18           |                      |                      |
|  |   | 10     | 47,13      | 3,8           | 0,18           |                      |                      |
|  |   | 20     | 47,13      | 3,7           | 0,17           |                      |                      |
|  |   | 30     | 46,12      | 3,7           | 0,17           |                      |                      |
|  |   | 40     | 47,17      | 3,75          | 0,175          |                      |                      |
|  | 3   | 1      | 46,21      | 3,8           | 0,17           |                      |                      |
|  |   | 10     | 46,14      | 3,7           | 0,165          |                      |                      |
|  |   | 20     | 46,13      | 3,7           | 0,165          |                      |                      |
|  |   | 30     | 46,12      | 3,6           | 0,16           |                      |                      |
|  |   | 40     | 46,12      | 3,7           | 0,165          |                      |                      |
|  | $\varphi_{x\max} = 0,45$ , вага автомобіля 175000 Н |        |            |               |                |                      |                      |
|  | 11,1  | 0,65   | 1...40     | $S_T > 28$    | $\psi > 8$     | $\Delta > 0,5$       | колеса не загальмов. |
|  |   | 1,5    | 1          | 24,89         | 2,9            | 0,14                 |                      |
|  |   |        | 10         | 24,88         | 2,9            | 0,13                 |                      |
| 20   |   |        | 24,88      | 2,8           | 0,13           |                      |                      |
| 30   |   |        | 24,87      | 2,8           | 0,13           |                      |                      |



Продовження таблиці 4.1

|       |   |        |            |            |                |                      |
|-------|---|--------|------------|------------|----------------|----------------------|
|       | 2,25  | 40     | 24,88      | 2,8        | 0,13           |                      |
|       |   | 1      | 23,86      | 2,6        | 0,125          |                      |
|       |   | 10     | 23,85      | 2,55       | 0,123          |                      |
|       |   | 20     | 23,8       | 2,54       | 0,121          |                      |
|       |   | 30     | 23,1       | 2,54       | 0,12           |                      |
|       |   | 40     | 23,5       | 2,55       | 0,121          |                      |
|       | 3   | 1      | 23,88      | 2,7        | 0,13           |                      |
|       |   | 10     | 23,87      | 2,65       | 0,13           |                      |
|       |   | 20     | 23,87      | 2,65       | 0,125          |                      |
|       |   | 30     | 23,87      | 2,6        | 0,125          |                      |
| 40    |   | 23,88  | 2,6        | 0,13       |                |                      |
| 16,66 | 0,65  | 1...40 | $S_T > 57$ | $\psi > 8$ | $\Delta > 0,5$ | колеса не загальмов. |
|       | 1,5   | 1      | 52,04      | 4,49       | 0,22           |                      |
|       |   | 10     | 52,02      | 4,4        | 0,21           |                      |
|       |   | 20     | 52,01      | 4,4        | 0,21           |                      |
|       |   | 30     | 52,04      | 4,4        | 0,21           |                      |
|       |   | 40     | 52,04      | 4,47       | 0,22           |                      |
|       | 2,25  | 1      | 50,94      | 4,3        | 0,2            |                      |
|       |   | 10     | 50,93      | 4,2        | 0,199          |                      |
|       |   | 20     | 50,93      | 4,1        | 0,197          |                      |
|       |   | 30     | 50,91      | 4,1        | 0,196          |                      |
|       |   | 40     | 50,94      | 4,2        | 0,196          |                      |
|       | 3   | 1      | 51,81      | 4,4        | 0,21           |                      |
|       |   | 10     | 51,77      | 4,3        | 0,21           |                      |
|       |   | 20     | 51,74      | 4,3        | 0,205          |                      |
|       |   | 30     | 51,62      | 4,3        | 0,203          |                      |
|       |   | 40     | 51,94      | 4,4        | 0,21           |                      |
|       | $\varphi_{x\max} = 0,8$ , вага автомобіля максимальна |        |            |            |                |                      |

Продовження таблиці 4.1

|      |       |        |            |            |                |                      |                      |
|------|-------|--------|------------|------------|----------------|----------------------|----------------------|
| 11,1 | 0,65  | 1...40 | $S_T > 31$ | $\psi > 8$ | $\Delta > 0,5$ | колеса не загальмов. |                      |
|      | 1,5   | 1      | 16,3       | 1,6        | 0,115          |                      |                      |
|      |       | 10     | 16,3       | 1,6        | 0,113          |                      |                      |
|      |       | 20     | 15,5       | 1,56       | 0,113          |                      |                      |
|      |       | 30     | 15,4       | 1,56       | 0,113          |                      |                      |
|      |       | 40     | 15,4       | 1,6        | 0,113          |                      |                      |
|      |       | 2,25   | 1          | 16,25      | 1,9            | 0,117                |                      |
|      | 10    |        | 16,16      | 1,8        | 0,116          |                      |                      |
|      | 20    |        | 16,18      | 1,8        | 0,116          |                      |                      |
|      | 30    |        | 16,14      | 1,7        | 0,117          |                      |                      |
|      | 40    |        | 16,15      | 1,8        | 0,117          |                      |                      |
|      | 3     | 1      | 16,55      | 2,3        | 0,12           |                      |                      |
|      |       | 10     | 16,44      | 2,2        | 0,12           |                      |                      |
|      |       | 20     | 16,31      | 2,2        | 0,119          |                      |                      |
|      |       | 30     | 16,31      | 2,1        | 0,118          |                      |                      |
|      |       | 40     | 16,31      | 2,3        | 0,12           |                      |                      |
|      | 16,66 | 0,65   | 1...40     | $S_T > 42$ | $\psi > 8$     | $\Delta > 0,5$       | колеса не загальмов. |
|      |       | 1,5    | 1          | 32,03      | 3,3            | 0,15                 |                      |
|      |       |        | 10         | 32,01      | 3,1            | 0,145                |                      |
|      |       |        | 20         | 31,98      | 3,1            | 0,143                |                      |
| 30   |       |        | 31,98      | 3,1        | 0,141          |                      |                      |
| 40   |       |        | 32,01      | 3,3        | 0,142          |                      |                      |
| 2,25 |       | 1      | 33,13      | 3,4        | 0,155          |                      |                      |
|      |       | 10     | 33,09      | 3,35       | 0,153          |                      |                      |
|      |       | 20     | 33,08      | 3,33       | 0,151          |                      |                      |
|      |       | 30     | 33,06      | 3,2        | 0,151          |                      |                      |
|      |       | 40     | 33,09      | 3,2        | 0,155          |                      |                      |

Продовження таблиці 4.1

|    |      |        |            |            |                |                      |
|----|------|--------|------------|------------|----------------|----------------------|
|    | 3    | 1      | 34,14      | 3,48       | 0,16           |                      |
|    |      | 10     | 33,63      | 3,47       | 0,158          |                      |
|    |      | 20     | 33,58      | 3,4        | 0,158          |                      |
|    |      | 30     | 33,58      | 3,4        | 0,155          |                      |
|    |      | 40     | 33,59      | 3,4        | 0,157          |                      |
| 25 | 0,65 | 1...40 | $S_T > 97$ | $\psi > 8$ | $\Delta > 0,5$ | колеса не загальмов. |
|    | 1,5  | 1      | 93,7       | 4,55       | 0,23           |                      |
|    |      | 10     | 93,51      | 4,52       | 0,23           |                      |
|    |      | 20     | 92,17      | 4,52       | 0,225          |                      |
|    |      | 30     | 91,82      | 4,52       | 0,223          |                      |
|    |      | 40     | 93,72      | 4,53       | 0,225          |                      |
|    | 2,25 | 1      | 94,06      | 4,6        | 0,24           |                      |
|    |      | 10     | 94,01      | 4,6        | 0,238          |                      |
|    |      | 20     | 93,53      | 4,6        | 0,237          |                      |
|    |      | 30     | 93,47      | 4,59       | 0,236          |                      |
|    |      | 40     | 93,47      | 4,6        | 0,238          |                      |
|    | 3    | 1      | 94,71      | 4,9        | 0,249          |                      |
|    |      | 10     | 94,68      | 4,7        | 0,248          |                      |
|    |      | 20     | 94,01      | 4,68       | 0,248          |                      |
|    |      | 30     | 93,69      | 4,67       | 0,247          |                      |
|    |      | 40     | 94,57      | 4,68       | 0,247          |                      |

## Результати моделювання при гальмуванні автомобіля з АБС

$$(R = 60 \text{ м}, K_n = \text{const}, K_h = \text{const})$$

| $V$ , м/с  | $K_v$   | $K_h$  | $S_T$ , м  | $\psi$ , град | $\Delta$ , м   | Примітка             |                      |
|--|---|--------|------------|---------------|----------------|----------------------|----------------------|
| 1  | 2   | 3      | 4          | 5             | 6              | 7                    |                      |
| $\varphi_{x\max} = 0,2$ , вага автомобіля мінімальна |   |        |            |               |                |                      |                      |
| 11,1   | 0,65  | 1...40 | $S_T > 55$ | $\psi > 8$    | $\Delta > 0,5$ | колеса не загальмов. |                      |
|  | 1,5   | 1      | 48,59      | 4,1           | 0,19           |                      |                      |
|  |   | 10     | 48,24      | 4,1           | 0,2            |                      |                      |
|  |   | 20     | 48,17      | 4             | 0,19           |                      |                      |
|  |   | 30     | 47,82      | 4             | 0,19           |                      |                      |
|  |   | 40     | 48,22      | 4,15          | 0,195          |                      |                      |
|  | 2,25  | 1      | 48,29      | 4,08          | 0,19           |                      |                      |
|  |   | 10     | 48,12      | 4,07          | 0,185          |                      |                      |
|  |   | 20     | 48,11      | 4,06          | 0,18           |                      |                      |
|  |   | 30     | 47,62      | 4             | 0,18           |                      |                      |
|  |   | 40     | 48,13      | 4,1           | 0,19           |                      |                      |
|  | 3   | 1      | 50,13      | 4,19          | 0,21           |                      |                      |
|  |   | 10     | 49,89      | 4,16          | 0,2            |                      |                      |
|  |   | 20     | 49,19      | 4,11          | 0,19           |                      |                      |
|  |   | 30     | 48,77      | 4,08          | 0,19           |                      |                      |
|  |   | 40     | 49,31      | 4,09          | 0,21           |                      |                      |
|  | $\varphi_{x\max} = 0,45$ , вага автомобіля 175000 Н |        |            |               |                |                      |                      |
|  | 11,1  | 0,65   | 1...40     | $S_T > 30$    | $\psi > 8$     | $\Delta > 0,5$       | колеса не загальмов. |
|  |   | 1,5    | 1          | 25,43         | 2,8            | 0,14                 |                      |
|  |   |        | 10         | 25,36         | 2,85           | 0,14                 |                      |
| 20   |   |        | 25,13      | 2,7           | 0,135          |                      |                      |

Продовження таблиці 4.2

|      |       |      |        |            |            |                |                      |
|------|-------|------|--------|------------|------------|----------------|----------------------|
|      |       | 30   | 25,12  | 2,6        | 0,135      |                |                      |
|      |       | 40   | 26,17  | 2,8        | 0,14       |                |                      |
|      | 2,25  | 1    | 25,91  | 2,9        | 0,145      |                |                      |
|      |       | 10   | 25,77  | 2,85       | 0,143      |                |                      |
|      |       | 20   | 25,81  | 2,54       | 0,141      |                |                      |
|      |       | 30   | 24,91  | 2,54       | 0,13       |                |                      |
|      |       | 40   | 26,35  | 2,85       | 0,131      |                |                      |
|      |       | 3    | 1      | 26,81      | 3,2        | 0,16           |                      |
|      | 10    |      | 26,78  | 3,3        | 0,14       |                |                      |
|      | 20    |      | 26,66  | 3,2        | 0,14       |                |                      |
|      | 30    |      | 25,78  | 3,1        | 0,14       |                |                      |
|      | 40    |      | 27,13  | 3,2        | 0,14       |                |                      |
|      | 16,66 | 0,65 | 1...40 | $s_T > 60$ | $\psi > 8$ | $\Delta > 0,5$ | колеса не загальмов. |
|      |       | 1,5  | 1      | 53,63      | 4,5        | 0,23           |                      |
|      |       |      | 10     | 53,35      | 4,4        | 0,22           |                      |
| 20   |       |      | 53,24  | 4,4        | 0,215      |                |                      |
| 30   |       |      | 52,27  | 4,4        | 0,213      |                |                      |
| 40   |       |      | 53,41  | 4,6        | 0,23       |                |                      |
| 2,25 |       | 1    | 52,83  | 4,4        | 0,21       |                |                      |
|      |       | 10   | 52,37  | 4,3        | 0,21       |                |                      |
|      |       | 20   | 52,31  | 4,3        | 0,205      |                |                      |
|      |       | 30   | 52,11  | 4,3        | 0,205      |                |                      |
|      |       | 40   | 53,4   | 4,4        | 0,22       |                |                      |
| 3    |       | 1    | 54,15  | 4,63       | 0,23       |                |                      |
|      |       | 10   | 54,21  | 4,62       | 0,23       |                |                      |
|      |       | 20   | 54,11  | 4,62       | 0,23       |                |                      |
|      |       | 30   | 54,04  | 4,61       | 0,22       |                |                      |
|      |       | 40   | 54,42  | 4,61       | 0,23       |                |                      |

## Продовження таблиці 4.2

| $\varphi_{x\max} = 0,8$ , вага автомобіля максимальна |       |        |            |            |                |                      |                      |
|---|-------|--------|------------|------------|----------------|----------------------|----------------------|
| 11,1  | 0,65  | 1...40 | $S_T > 33$ | $\psi > 8$ | $\Delta > 0,5$ | колеса не загальмов. |                      |
|   | 1,5   | 1      | 18,4       | 1,8        | 0,13           |                      |                      |
|   |       | 10     | 18,3       | 1,8        | 0,13           |                      |                      |
|   |       | 20     | 18,2       | 1,7        | 0,13           |                      |                      |
|   |       | 30     | 18,1       | 1,7        | 0,12           |                      |                      |
|   |       | 40     | 18,5       | 1,81       | 0,13           |                      |                      |
|   | 2,25  | 1      | 18,51      | 2,25       | 0,14           |                      |                      |
|   |       | 10     | 18,44      | 2,3        | 0,14           |                      |                      |
|   |       | 20     | 18,21      | 2,2        | 0,135          |                      |                      |
|   |       | 30     | 18,11      | 2,1        | 0,13           |                      |                      |
|   |       | 40     | 18,41      | 2,15       | 0,134          |                      |                      |
|   | 3     | 1      | 18,55      | 2,3        | 0,15           |                      |                      |
|   |       | 10     | 18,51      | 2,3        | 0,15           |                      |                      |
|   |       | 20     | 18,48      | 2,2        | 0,15           |                      |                      |
|   |       | 30     | 18,41      | 2,1        | 0,13           |                      |                      |
|   |       | 40     | 18,55      | 2,2        | 0,14           |                      |                      |
|   | 16,66 | 0,65   | 1...40     | $S_T > 45$ | $\psi > 8$     | $\Delta > 0,5$       | колеса не загальмов. |
|   |       | 1,5    | 1          | 34,3       | 3,5            | 0,171                |                      |
|   |       |        | 10         | 34,1       | 3,3            | 0,165                |                      |
|   |       |        | 20         | 33,79      | 3,3            | 0,161                |                      |
| 30  |       |        | 33,7       | 3,3        | 0,16           |                      |                      |
| 40  |       |        | 34,1       | 3,4        | 0,167          |                      |                      |
| 2,25  |       | 1      | 36,19      | 3,69       | 0,18           |                      |                      |
|   |       | 10     | 35,91      | 3,66       | 0,18           |                      |                      |
|   |       | 20     | 35,97      | 3,6        | 0,18           |                      |                      |
|   |       | 30     | 35,59      | 3,6        | 0,17           |                      |                      |

Продовження таблиці 4.2

|  |   |    |       |      |      |  |
|--|---|----|-------|------|------|--|
|  |   | 40 | 35,89 | 3,6  | 0,18 |  |
|  | 3 | 1  | 35,3  | 3,6  | 0,18 |  |
|  |   | 10 | 35,1  | 3,53 | 0,17 |  |
|  |   | 20 | 35,1  | 3,53 | 0,16 |  |
|  |   | 30 | 35,1  | 3,52 | 0,16 |  |
|  |   | 40 | 35,6  | 3,61 | 0,17 |  |

Таблиця 4.3

## Результати моделювання при гальмуванні автомобіля з АБС

(  $R = 30$  м,  $K_n = const$ ,  $K_h = const$  )

| $V$ , м/с  | $K_n$ | $K_h$  | $S_T$ , м  | $\psi$ , град | $\Delta$ , м   | Примітка             |
|--|-------|--------|------------|---------------|----------------|----------------------|
| 1  | 2     | 3      | 4          | 5             | 6              | 7                    |
| $\varphi_{x\max} = 0,2$ , вага автомобіля мінімальна |       |        |            |               |                |                      |
| 11,1   | 0,65  | 1...40 | $S_T > 57$ | $\psi > 8$    | $\Delta > 0,5$ | колеса не загальмов. |
|  | 1,5   | 1      | 52,18      | 4,68          | 0,2            |                      |
|  |       | 10     | 52,16      | 4,53          | 0,2            |                      |
|  |       | 20     | 52,11      | 4,51          | 0,195          |                      |
|  |       | 30     | 52         | 4,4           | 0,19           |                      |
|  |       | 40     | 52,33      | 4,6           | 0,2            |                      |
|  | 2,25  | 1      | 52,92      | 4,7           | 0,21           |                      |
|  |       | 10     | 52,39      | 4,6           | 0,21           |                      |
|  |       | 20     | 52,13      | 4,6           | 0,21           |                      |
|  |       | 30     | 52,02      | 4,4           | 0,2            |                      |
|  |       | 40     | 52,41      | 4,6           | 0,21           |                      |
|  | 3     | 1      | 53,92      | 4,79          | 0,23           |                      |
|  |       | 10     | 53,08      | 4,68          | 0,22           |                      |
|  |       | 20     | 53,01      | 4,6           | 0,22           |                      |

Продовження таблиці 4.3

|   |   |        |            |            |                |                      |                      |
|---|---|--------|------------|------------|----------------|----------------------|----------------------|
|   |   | 30     | 52,97      | 4,53       | 0,21           |                      |                      |
|   |   | 40     | 53,17      | 4,61       | 0,23           |                      |                      |
| $\varphi_{x\max} = 0,45$ , вага автомобіля 175000 Н |   |        |            |            |                |                      |                      |
| 11,1  | 0,65  | 1...40 | $S_T > 35$ | $\psi > 8$ | $\Delta > 0,5$ | колеса не загальмов. |                      |
|   | 1,5   | 1      | 28,98      | 3,1        | 0,15           |                      |                      |
|   |   | 10     | 28,78      | 3,1        | 0,14           |                      |                      |
|   |   | 20     | 28,39      | 3,0        | 0,14           |                      |                      |
|   |   | 30     | 28,11      | 2,9        | 0,14           |                      |                      |
|   |   | 40     | 28,67      | 3,1        | 0,15           |                      |                      |
|   | 2,25  | 1      | 29,12      | 3,3        | 0,16           |                      |                      |
|   |   | 10     | 29,07      | 3,25       | 0,16           |                      |                      |
|   |   | 20     | 29,01      | 3,14       | 0,16           |                      |                      |
|   |   | 30     | 28,09      | 2,84       | 0,14           |                      |                      |
|   |   | 40     | 29,51      | 3,05       | 0,17           |                      |                      |
|   | 3   | 1      | 29,73      | 3,5        | 0,18           |                      |                      |
|   |   | 10     | 29,72      | 3,5        | 0,17           |                      |                      |
|   |   | 20     | 29,19      | 3,4        | 0,16           |                      |                      |
|   |   | 30     | 29,01      | 3,3        | 0,16           |                      |                      |
|   |   | 40     | 30,33      | 3,4        | 0,17           |                      |                      |
|   | $\varphi_{x\max} = 0,8$ , вага автомобіля максимальна |        |            |            |                |                      |                      |
|   | 11,1  | 0,65   | 1...40     | $S_T > 35$ | $\psi > 8$     | $\Delta > 0,5$       | колеса не загальмов. |
|   |   | 1,5    | 1          | 21,7       | 2,2            | 0,155                |                      |
|   |   |        | 10         | 21,5       | 2,2            | 0,145                |                      |
| 20  |   |        | 21,1       | 2,1        | 0,145          |                      |                      |
| 30  |   |        | 20,1       | 2,0        | 0,13           |                      |                      |
| 40  |   |        | 21,3       | 2,2        | 0,15           |                      |                      |
| 2,25  |   | 1      | 22,1       | 2,6        | 0,155          |                      |                      |



Продовження таблиці 4.3

|  |   |    |       |     |       |  |
|--|---|----|-------|-----|-------|--|
|  |   | 10 | 21,56 | 2,6 | 0,155 |  |
|  |   | 20 | 21,3  | 2,6 | 0,155 |  |
|  |   | 30 | 21,13 | 2,5 | 0,145 |  |
|  |   | 40 | 22,19 | 2,6 | 0,16  |  |
|  | 3 | 1  | 22,53 | 2,7 | 0,16  |  |
|  |   | 10 | 22,17 | 2,7 | 0,16  |  |
|  |   | 20 | 22,08 | 2,7 | 0,15  |  |
|  |   | 30 | 22,05 | 2,5 | 0,14  |  |
|  |   | 40 | 23,51 | 2,7 | 0,14  |  |

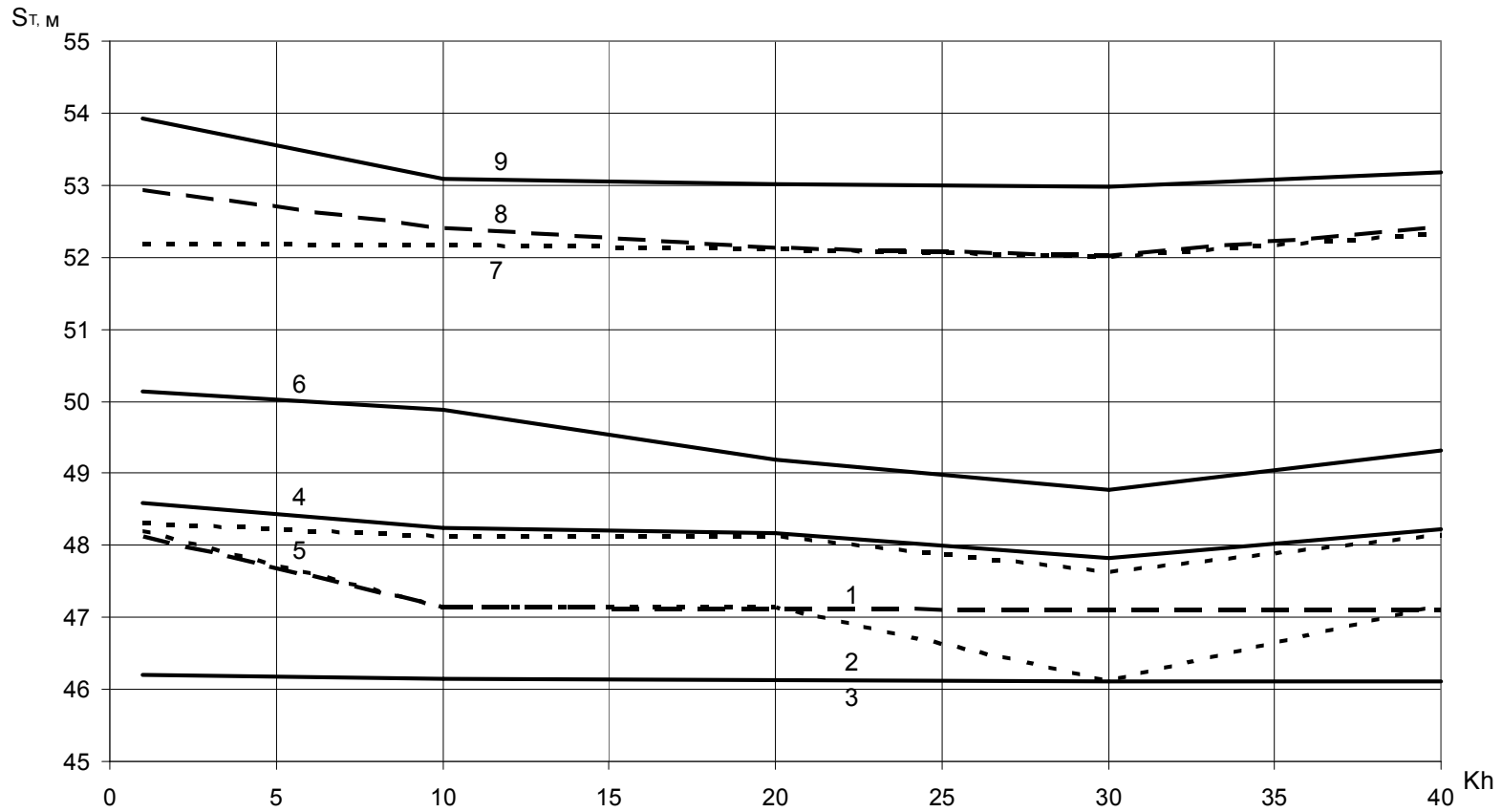


Рис. 4.2 Залежність гальмівного шляху  $S_T$  від коефіцієнта чутливості  $K_h$  ( $\varphi_{x_{\max}} = 0,2$ , вага автомобіля

мінімальна,  $V=11,1$  м/с):

1 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 125$  м; 2 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 125$  м; 3 –  $K_n = 3$ ,  $R = 125$  м; 4 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 60$  м; 5 –  $K_n = 2,25$ ,  
 $R = 60$  м; 6 –  $K_n = 3$ ,  $R = 60$  м; 7 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 30$  м; 8 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 30$  м; 9 –  $K_n = 3$ ,  $R = 30$  м.

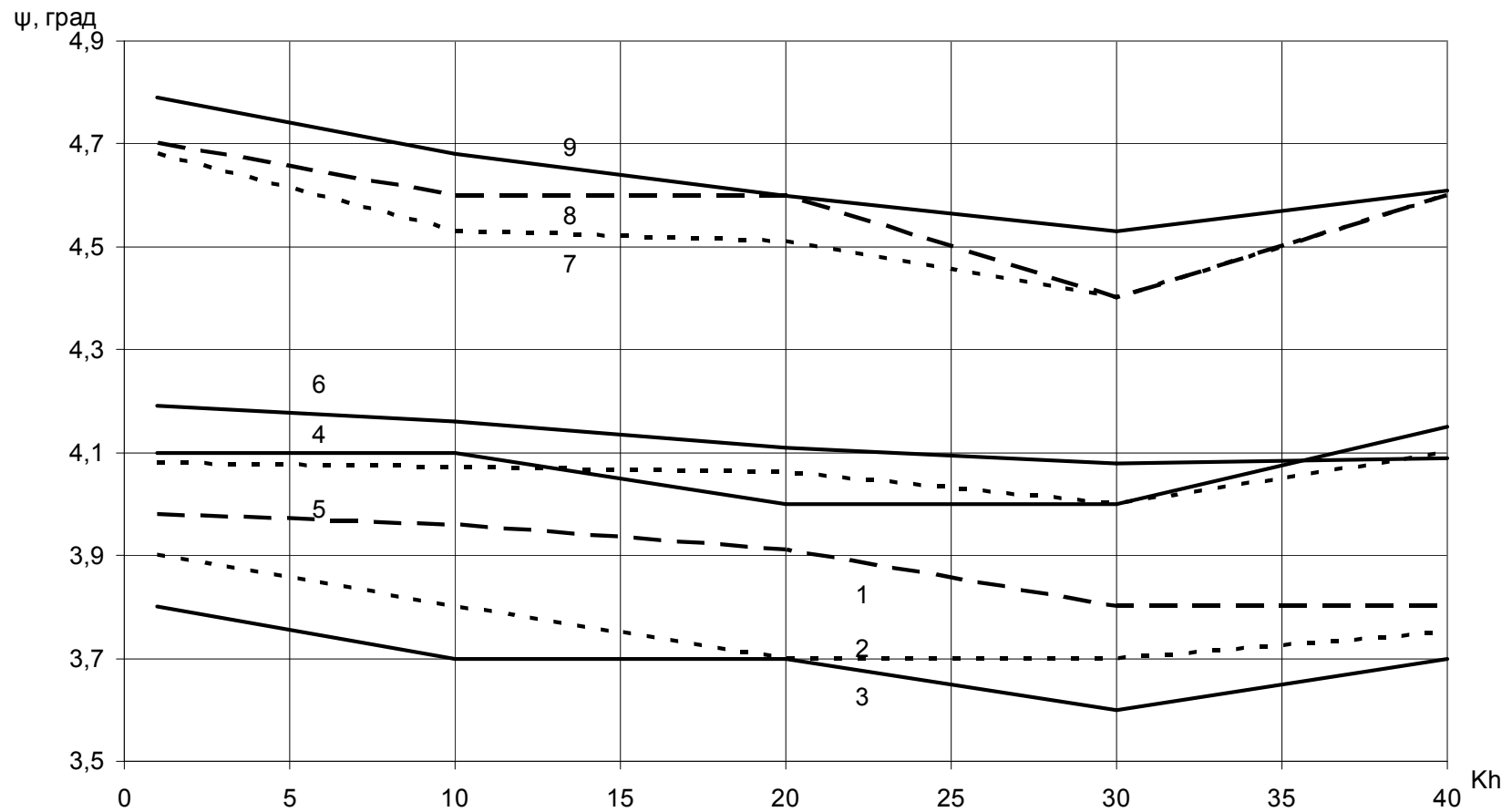


Рис. 4.3 Залежність  $\psi$  від коефіцієнта чутливості  $K_h$  ( $\varphi_{x\max} = 0,2$ , вага автомобіля мінімальна,  $V=11,1$  м/с):

1 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 125$  м; 2 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 125$  м; 3 –  $K_n = 3$ ,  $R = 125$  м; 4 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 60$  м; 5 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 60$  м; 6 –  $K_n = 3$ ,  $R = 60$  м; 7 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 30$  м; 8 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 30$  м; 9 –  $K_n = 3$ ,  $R = 30$  м.

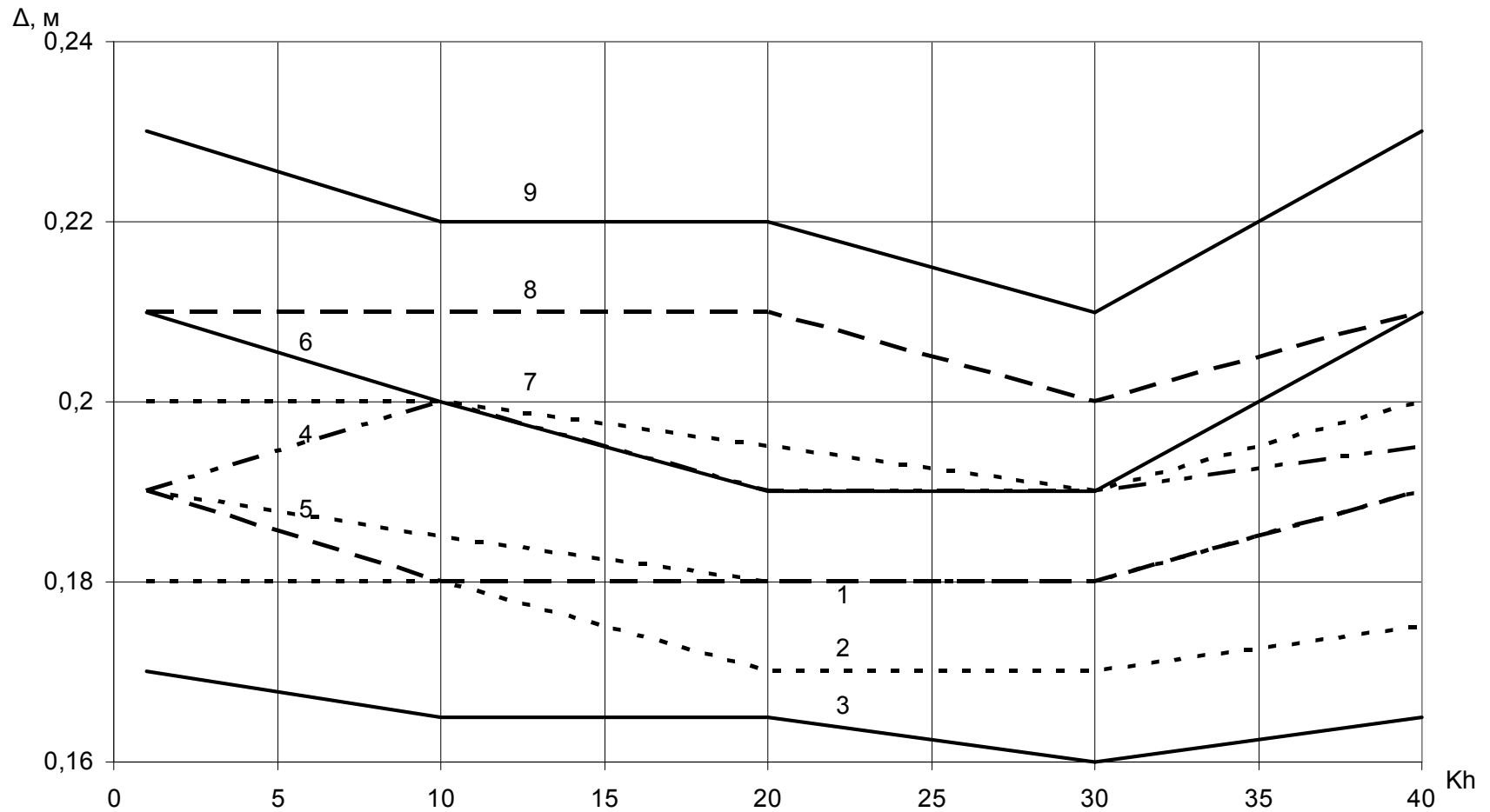


Рис. 4.4 Залежність  $\Delta$  від коефіцієнта чутливості  $K_h$  ( $\varphi_{x\max} = 0,2$ , вага автомобіля мінімальна,  $V=11,1$  м/с):

1 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 125$  м; 2 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 125$  м; 3 –  $K_n = 3$ ,  $R = 125$  м; 4 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 60$  м; 5 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 60$  м; 6 –  $K_n = 3$ ,  $R = 60$  м; 7 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 30$  м; 8 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 30$  м; 9 –  $K_n = 3$ ,  $R = 30$  м.

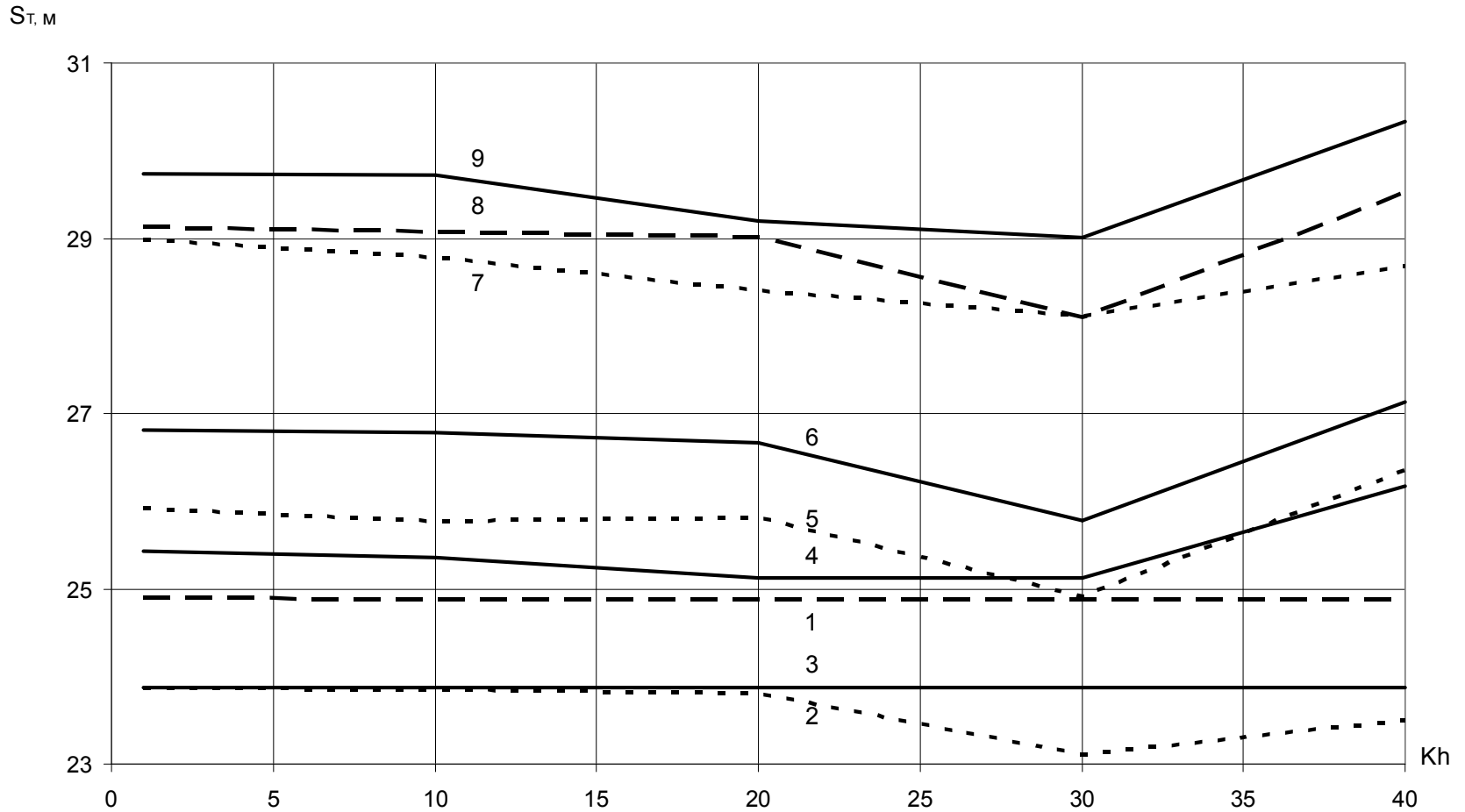


Рис. 4.5 Залежність гальмівного шляху  $S_T$  від коефіцієнта чутливості  $K_h$  ( $\varphi_{x\max} = 0,45$ , вага автомобіля 175000 Н,

$V=11,1$  м/с):

1 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 125$  м; 2 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 125$  м; 3 –  $K_n = 3$ ,  $R = 125$  м; 4 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 60$  м; 5 –  $K_n = 2,25$ ,

$R = 60$  м; 6 –  $K_n = 3$ ,  $R = 60$  м; 7 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 30$  м; 8 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 30$  м; 9 –  $K_n = 3$ ,  $R = 30$  м.

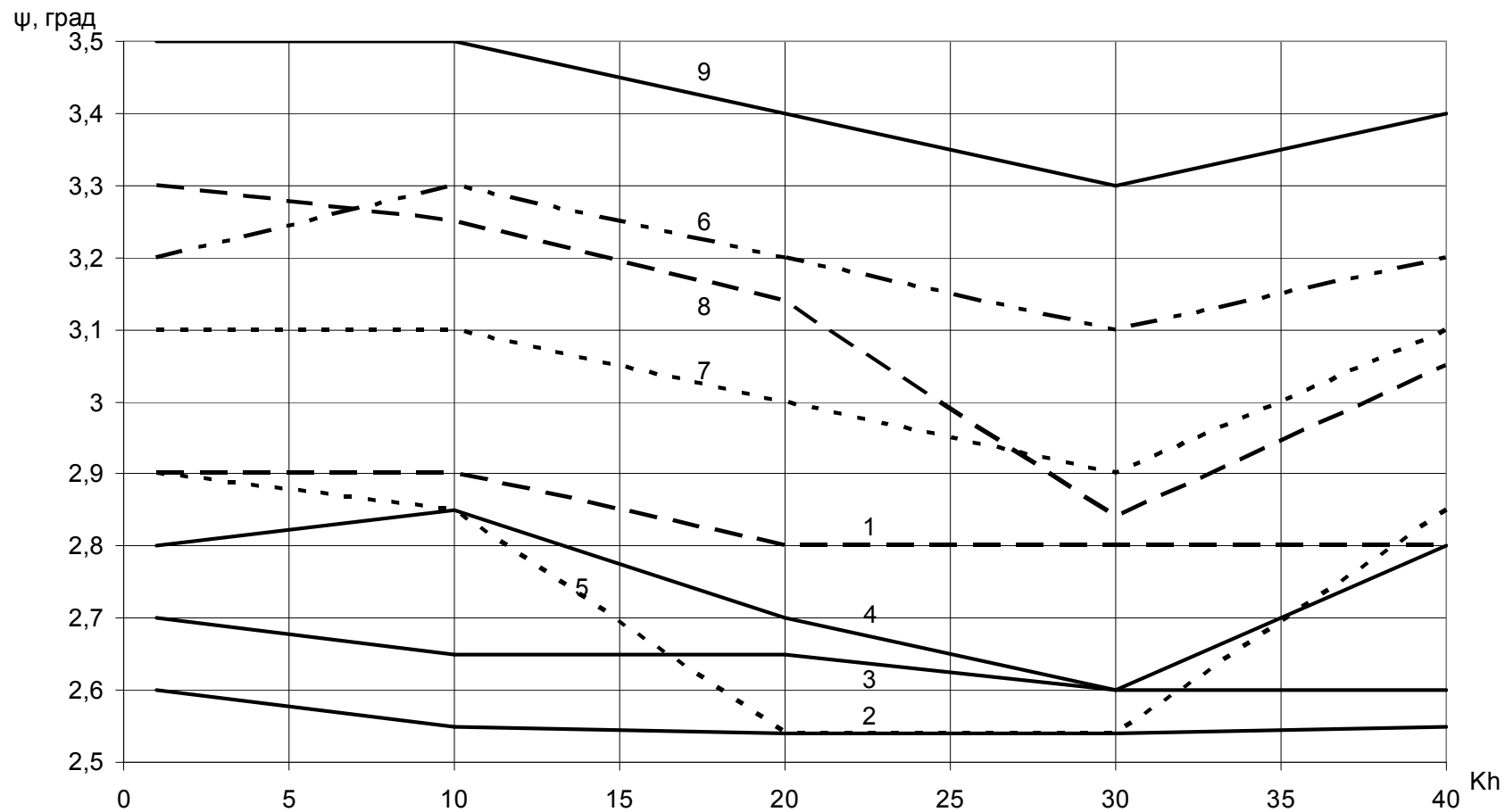


Рис. 4.6 Залежність  $\psi$  від коефіцієнта чутливості  $K_h$  ( $\varphi_{x\max} = 0,45$ , вага автомобіля 175000 Н,  $V=11,1$  м/с):

1 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 125$  м; 2 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 125$  м; 3 –  $K_n = 3$ ,  $R = 125$  м; 4 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 60$  м; 5 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 60$  м; 6 –  $K_n = 3$ ,  $R = 60$  м; 7 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 30$  м; 8 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 30$  м; 9 –  $K_n = 3$ ,  $R = 30$  м.

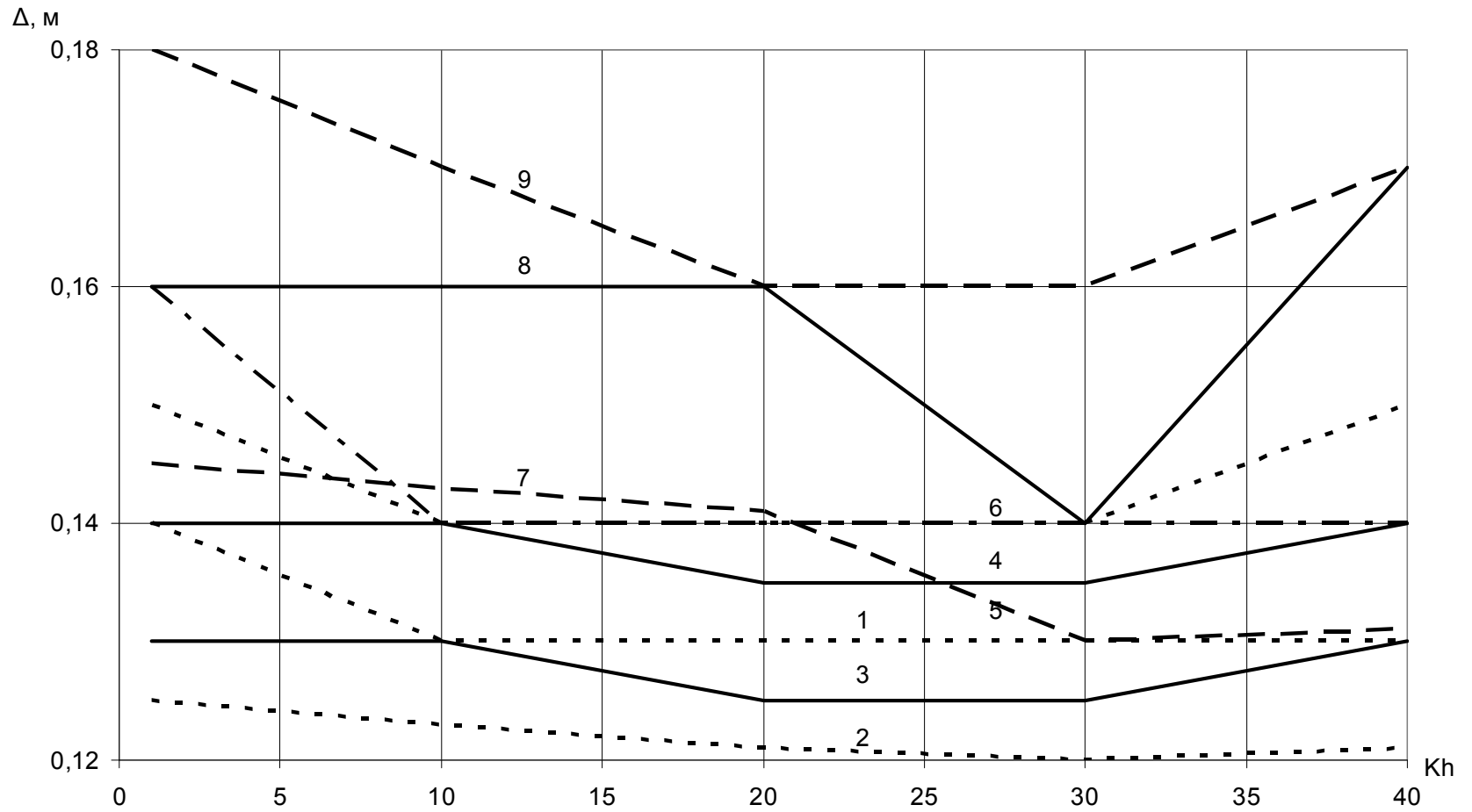


Рис. 4.7 Залежність  $\Delta$  від коефіцієнта чутливості  $K_h$  ( $\varphi_{x\max} = 0,45$ , вага автомобіля 175000 Н,  $V=11,1$  м/с):

1 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 125$  м; 2 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 125$  м; 3 –  $K_n = 3$ ,  $R = 125$  м; 4 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 60$  м; 5 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 60$  м; 6 –  $K_n = 3$ ,  $R = 60$  м; 7 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 30$  м; 8 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 30$  м; 9 –  $K_n = 3$ ,  $R = 30$  м.

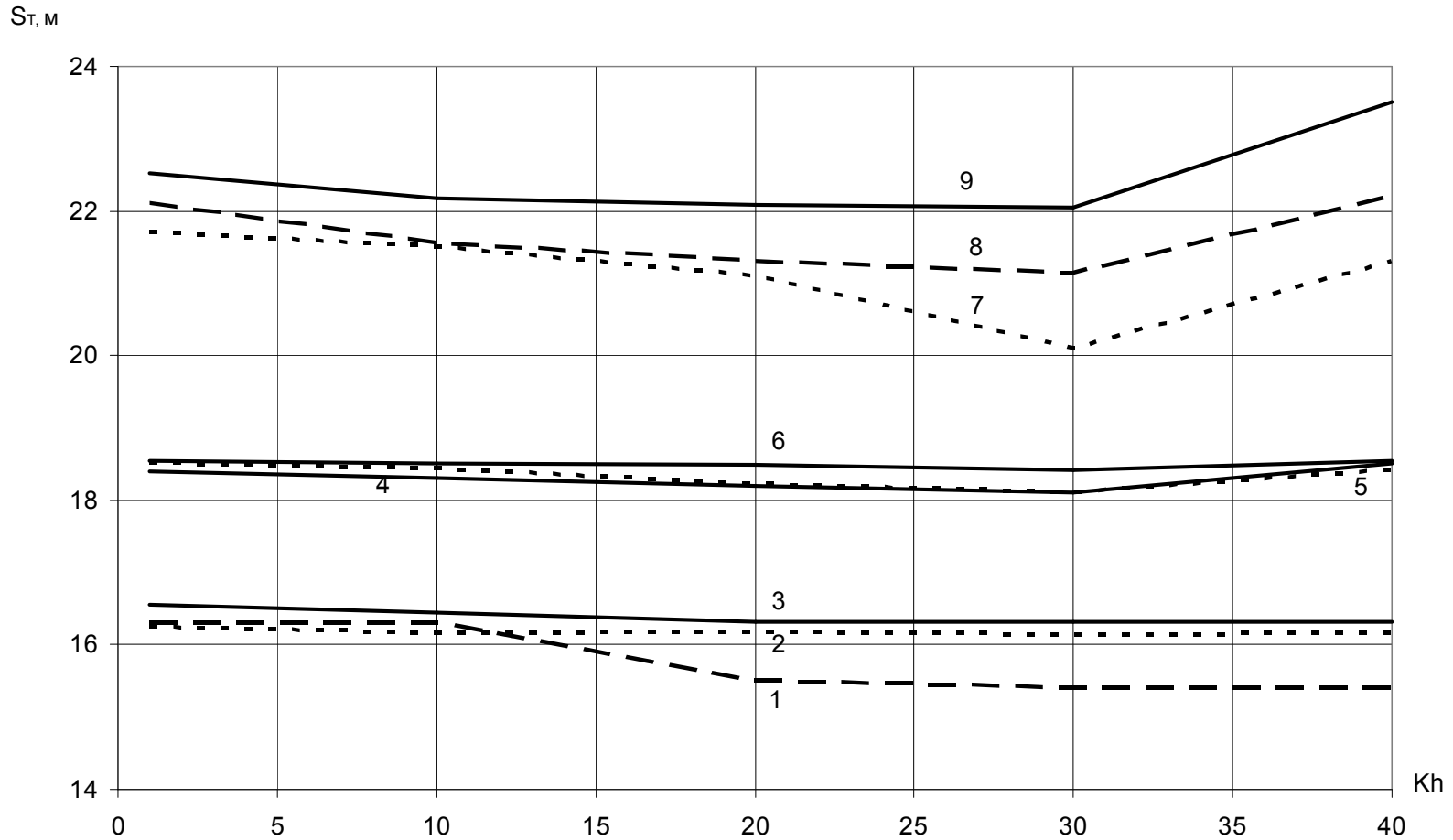


Рис. 4.8 Залежність гальмівного шляху  $S_T$  від коефіцієнта чутливості  $K_h$  ( $\varphi_{x\max} = 0,8$ , вага автомобіля максимальна,  $V=11,1$  м/с):

1 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 125$  м; 2 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 125$  м; 3 –  $K_n = 3$ ,  $R = 125$  м; 4 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 60$  м; 5 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 60$  м; 6 –  $K_n = 3$ ,  $R = 60$  м; 7 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 30$  м; 8 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 30$  м; 9 –  $K_n = 3$ ,  $R = 30$  м.



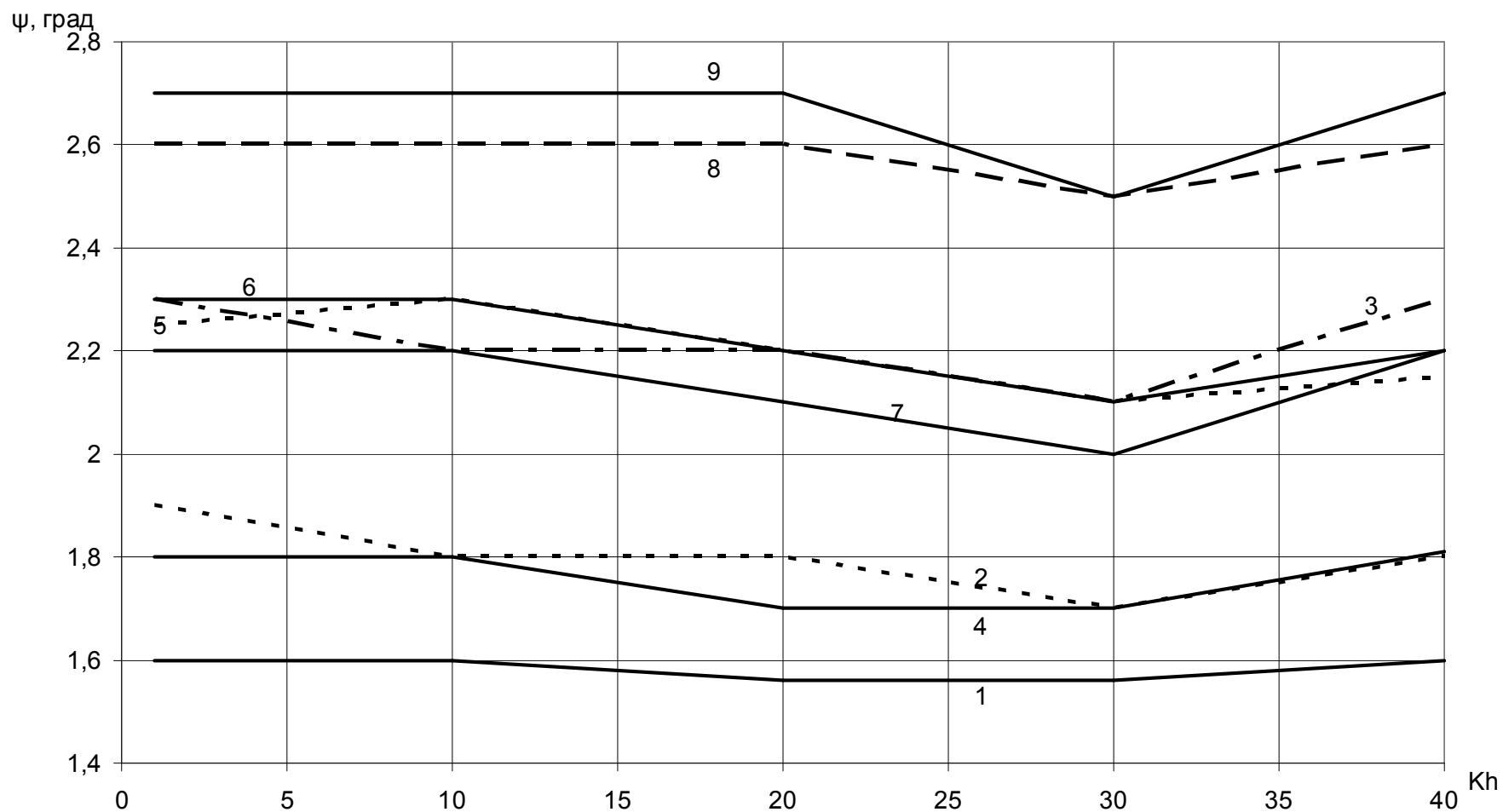


Рис. 4.9 Залежність  $\psi$  від коефіцієнта чутливості  $K_h$  ( $\varphi_{x\max} = 0,8$ , вага автомобіля максимальна,  $V=11,1$  м/с):

1 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 125$  м; 2 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 125$  м; 3 –  $K_n = 3$ ,  $R = 125$  м; 4 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 60$  м; 5 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 60$  м; 6 –  $K_n = 3$ ,  $R = 60$  м; 7 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 30$  м; 8 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 30$  м; 9 –  $K_n = 3$ ,  $R = 30$  м.

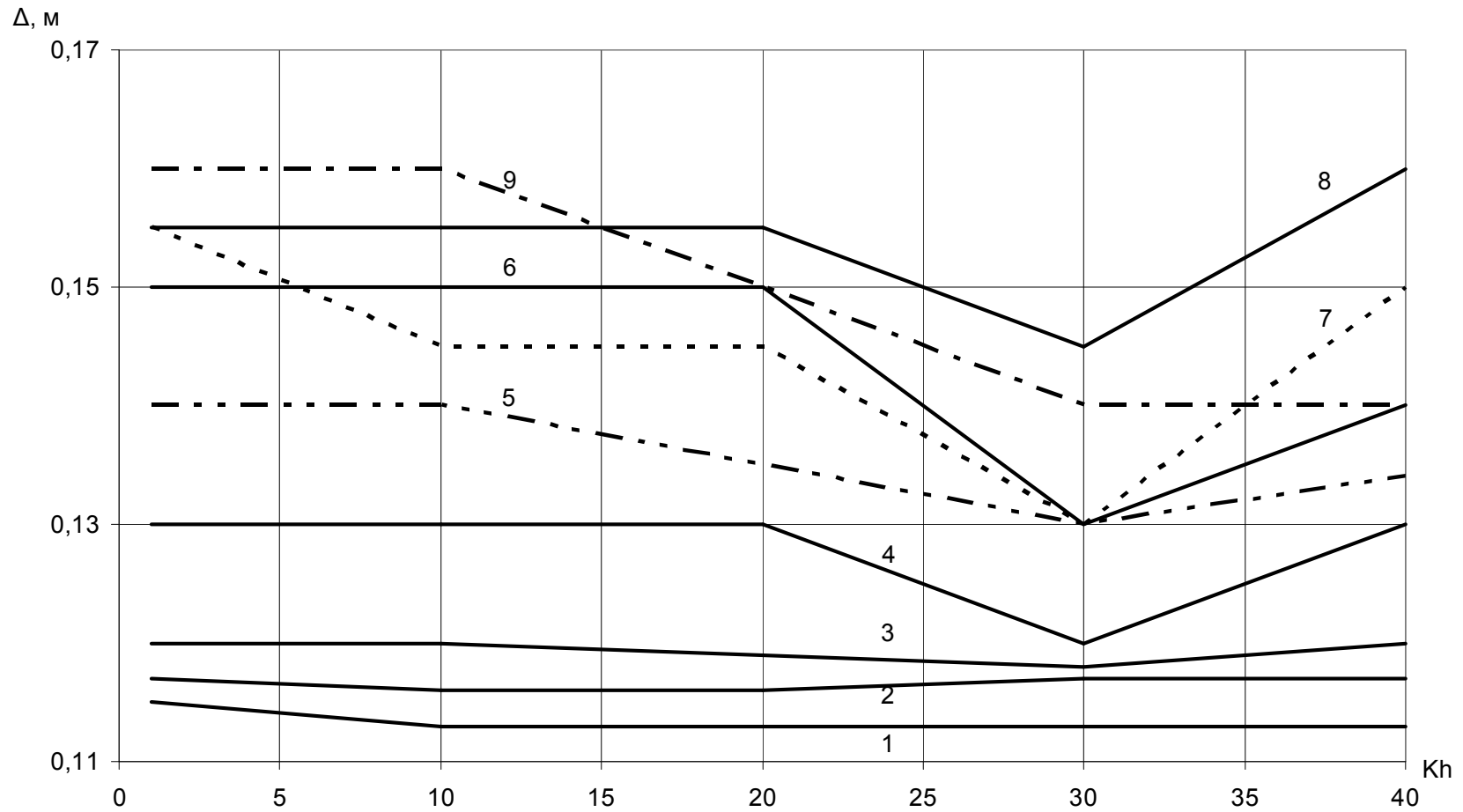


Рис. 4.10 Залежність  $\Delta$  від коефіцієнта чутливості  $K_h$  ( $\varphi_{x\max} = 0,8$ , вага автомобіля максимальна,  $V=11,1$  м/с):

1 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 125$  м; 2 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 125$  м; 3 –  $K_n = 3$ ,  $R = 125$  м; 4 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 60$  м; 5 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 60$  м; 6 –  $K_n = 3$ ,  $R = 60$  м; 7 –  $K_n = 1,5$ ,  $R = 30$  м; 8 –  $K_n = 2,25$ ,  $R = 30$  м; 9 –  $K_n = 3$ ,  $R = 30$  м.

#### 4.2. Моделювання процесу гальмування при зміні коефіцієнту пробних впливів.

На другому етапі моделювання виконано при постійному значенні коефіцієнту чутливості  $K_q=30$  та зміні за залежністю (4.1) значення коефіцієнту пробних впливів. Після визначення коефіцієнтів  $K_{по}$  та  $a, b, c, d$  залежність (4.1) набула вигляду

$$K_{nij} = 1,8 - 11S_{ij} + 0,32j_a \pm 0,12j_b. \quad (4.2)$$

Схема програмної реалізації процесу гальмування автомобіля на другому етапі наведена на рис. 4.11. Вона відрізняється від схеми рис.4.1 тільки тим, що у блок «Опис робочих процесів АБС» введено обчислення коефіцієнту пробних впливів для кожного колеса за виразом (4.2) та його підстановка в залежність (3.71) для обчислення скважності керуючого сигналу на широтно-імпульсний модулятор тиску у виконавчому апараті гальмівного приводу.

В табл. 4.4 наведені результати моделювання, отримані на другому етапі, і для порівняння мінімальні значення  $S_T$ ,  $\psi$  та  $\Delta$ , отримані для різних навантажувально-зчїпних умов на першому етапі моделювання. Порівняння результатів моделювання на першому та другому етапах свідчить про те, що застосування змінного за запропонованою залежністю коефіцієнту пробних впливів при гальмуванні на криволінійних у горизонтальній площині ділянках дороги забезпечує наступні покращення показників процесу гальмування:

- зменшення довжини гальмівного шляху – до 19%;
- зменшення кутового відхилення від бажаної траєкторії – до 15%;
- зменшення бокового відхилення центру мас автомобіля – до 10%.

При цьому зберігається характерна для дуальних адаптивних систем висока стійкість процесу автоматичного керування процесом гальмування.

На рис. 4.12 наведений приклад зміни кінематичних параметрів руху колеса в процесі гальмування. Суттєві зміни кутового прискорення  $\dot{\omega}$  та відносного повздовжнього ковзання  $S$  колеса спостерігаються тільки в динамічній стадії процесу гальмування у проміжок часу  $\tau_{\theta}$  та в стадії адаптації АБС до заздалегідь невідомих навантажувально-зчіпних умов (проміжок часу  $\tau_a$ ), а впродовж решти часу гальмування до повної зупинки колеса (і автомобіля) суттєвих коливань кінематичних параметрів не спостерігається.

Високочастотні коливання кутового прискорення  $\dot{\omega}$  обумовлені цілим рядом зовнішніх факторів (флуктуацією коефіцієнту зчеплення колеса з дорожньою поверхнею, кінцевою кількістю елементів рисунку протектора шини, коливаннями мас автомобіля і т.і.) і не впливають на стійкість процесу керування внаслідок наявності у ланцюгу формування керуючого сигналу інтегруючого елементу [75].

Результати моделювання процесу гальмування автомобіля з АБС при  $K_c = 30$ ,  $K_{nij} = 1,8 - 11 \cdot S_{ij} + 0,32 \cdot j_a \pm 0,12 \cdot j_b$  наведені в табл. 4.4.

За результатами розрахунків (табл.4.4) було встановлено, що використання змінного коефіцієнту пробного впливу при гальмуванні автомобіля на криволінійній ділянці з АБС з широтно-імпульсною модуляцією (ШІМ) дозволяє досягти зниження значення гальмівного шляху на 1,95 – 19%, курсового кута на 0,39 – 15% та відхилення центру мас автомобіля від заданої траєкторії на 0,21 – 9,37% в порівнянні з варіантом, коли  $K_n = const$ .

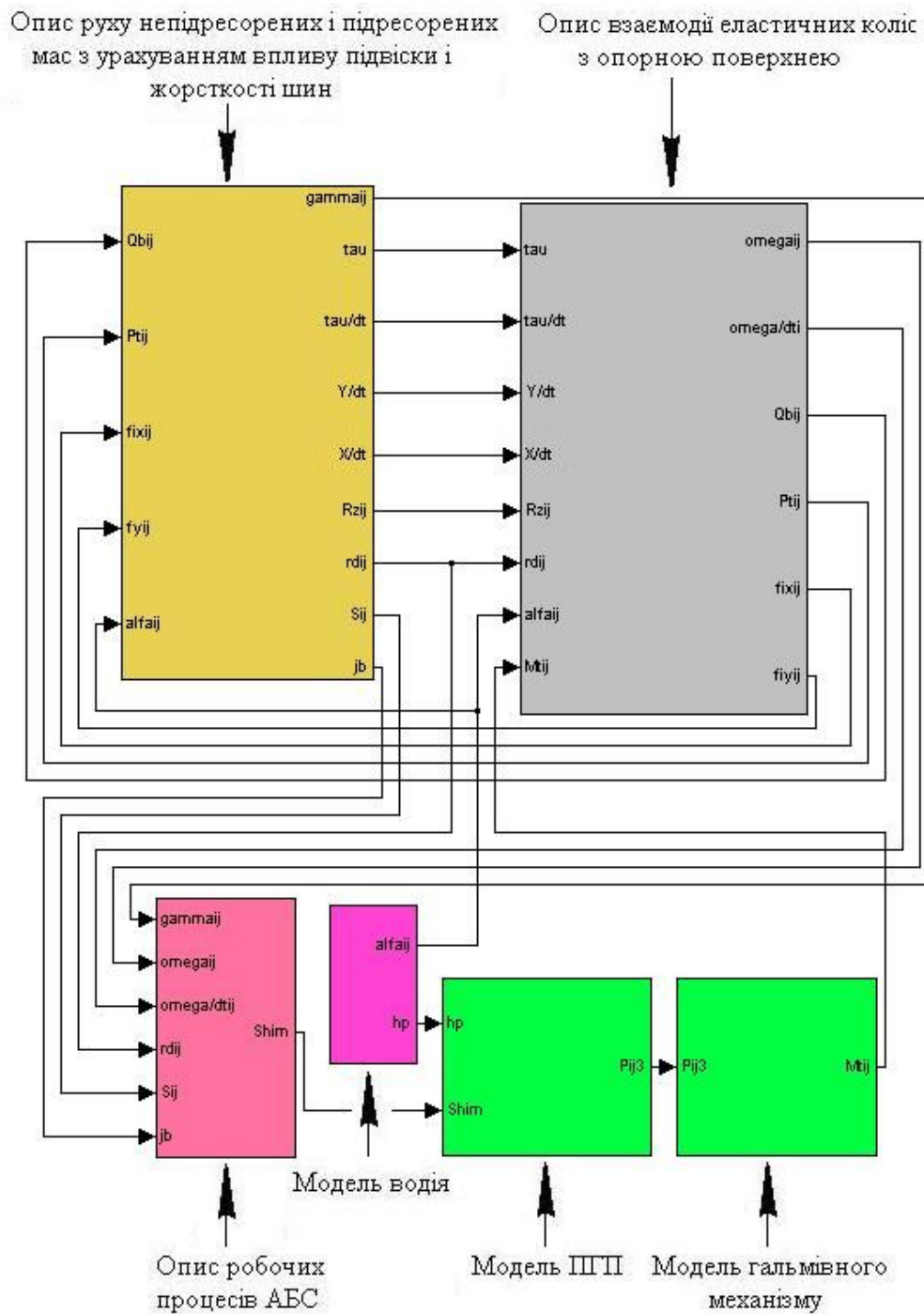


Рис. 4.11 Алгоритм реалізації процесу гальмування автомобіля ( $K_n = var$ ,  $K_4 = 30$ )

Таблиця 4.4

## Результати розрахунків при гальмуванні автомобіля з АБС

| $R = 125, \text{ м}$  |                              |                      |                     |   |                      |                     |
|---|------------------------------|----------------------|---------------------|---|----------------------|---------------------|
| $V, \text{ м/с}$  | $S_T, \text{ м}$             | $\psi, \text{ град}$ | $\Delta, \text{ м}$ | $S_T, \text{ м}$                                      | $\psi, \text{ град}$ | $\Delta, \text{ м}$ |
|   | $K_n = \text{var}, K_h = 30$ |                      |                     | $K_n = \text{const}, K_h = \text{const}$ (мін. знач.) |                      |                     |
| $\varphi_{x\text{max}} = 0,2$ , вага автомобіля мінімальна  |                              |                      |                     |   |                      |                     |
| 11,1  | 44,32                        | 3,5                  | 0,15                | 46,12   | 3,6                  | 0,16                |
| $\varphi_{x\text{max}} = 0,45$ , вага автомобіля 175000 Н   |                              |                      |                     |   |                      |                     |
| 11,1  | 22,23                        | 2,51                 | 0,11                | 23,1  | 2,54                 | 0,12                |
| 16,66   | 41,32                        | 3,9                  | 0,181               | 50,91   | 4,1                  | 0,196               |
| $\varphi_{x\text{max}} = 0,8$ , вага автомобіля максимальна |                              |                      |                     |   |                      |                     |
| 11,1  | 15,1                         | 1,49                 | 0,11                | 15,4  | 1,56                 | 0,113               |
| 16,66   | 26,2                         | 3,0                  | 0,138               | 31,98   | 3,1                  | 0,141               |
| 25  | 79,1                         | 4,31                 | 0,21                | 91,82   | 4,52                 | 0,223               |
| $R = 60, \text{ м}$   |                              |                      |                     |   |                      |                     |
| $\varphi_{x\text{max}} = 0,2$ , вага автомобіля мінімальна  |                              |                      |                     |   |                      |                     |
| 11,1  | 44,71                        | 3,7                  | 0,17                | 47,62   | 4                    | 0,18                |
| $\varphi_{x\text{max}} = 0,45$ , вага автомобіля 175000 Н   |                              |                      |                     |   |                      |                     |
| 11,1  | 23,13                        | 2,53                 | 0,12                | 24,91   | 2,54                 | 0,13                |
| 16,66   | 42,21                        | 4,0                  | 0,191               | 52,11   | 4,3                  | 0,205               |
| $\varphi_{x\text{max}} = 0,8$ , вага автомобіля максимальна |                              |                      |                     |   |                      |                     |
| 11,1  | 16,0                         | 1,51                 | 0,115               | 18,1  | 1,7                  | 0,12                |
| 16,66   | 27,8                         | 3,1                  | 0,145               | 33,7  | 3,3                  | 0,16                |
| $R = 30, \text{ м}$   |                              |                      |                     |   |                      |                     |
| $\varphi_{x\text{max}} = 0,2$ , вага автомобіля мінімальна  |                              |                      |                     |   |                      |                     |
| 11,1  | 45,7                         | 3,9                  | 0,18                | 52  | 4,4                  | 0,19                |
| $\varphi_{x\text{max}} = 0,45$ , вага автомобіля 175000 Н   |                              |                      |                     |   |                      |                     |
| 11,1  | 24,8                         | 2,62                 | 0,13                | 28,09   | 2,84                 | 0,14                |
| $\varphi_{x\text{max}} = 0,8$ , вага автомобіля максимальна |                              |                      |                     |   |                      |                     |
| 11,1  | 17,1                         | 1,7                  | 0,12                | 20,1  | 2                    | 0,13                |

Приклад зміни силових та кінематичних параметрів колеса при гальмуванні ( $K_n = \text{var}, K_h = 30$ ) наведено на рис. 4.12.

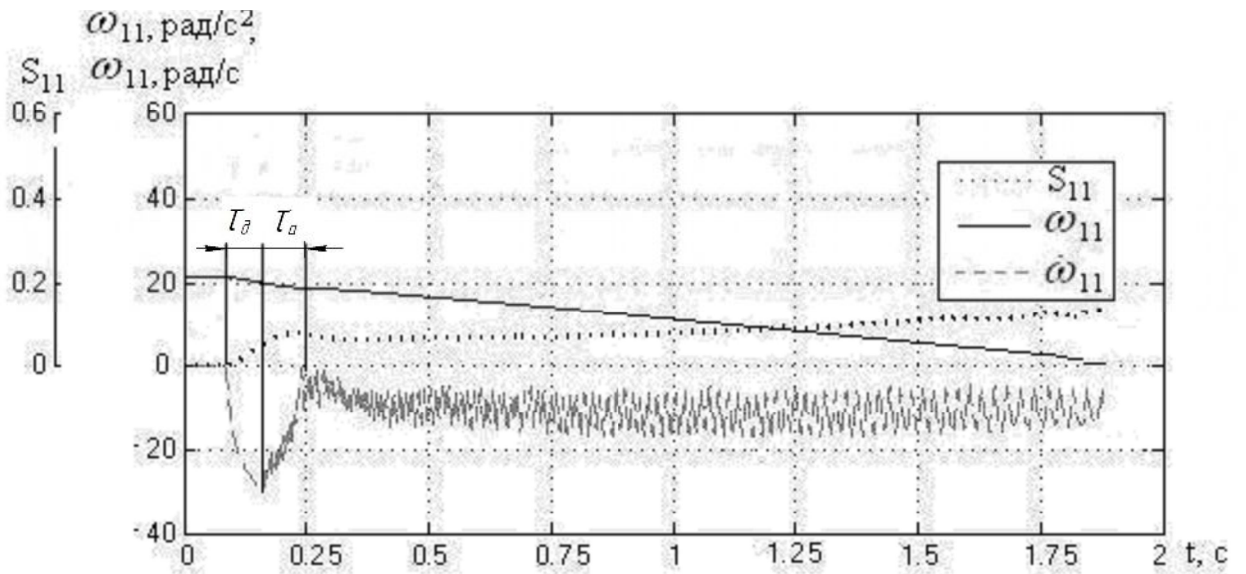


Рис. 4.12 Графіки зміни кінематичних параметрів колеса  
( $\varphi_{x\max} = 0,8$  ; вага автомобіля максимальна,  $R = 125$  м;  $V = 11,1$ , м/с)

$\tau_\delta$  - динамічна стадія процесу гальмування;

$\tau_a$  - стадія адаптації АБС до навантажувально-зчїпних умов.

## ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

1. Проаналізовані дослідження алгоритмів функціонування АБС спрямовані на адаптацію процесу гальмування до навантажувально-зчіпних умов у контакті коліс із дорожньою поверхнею. Питання впливу АБС на керованість та стійкість руху автомобіля розглядались лише шляхом перевірки збереження керованості та стійкості на криволінійних ділянках дороги. Питання адаптації алгоритмів функціонування АБС до змінних характеристик горизонтальності та кривизни дороги попередніми дослідниками динаміки гальмування автомобіля не розглядались.

2. Автором встановлено, що значна частина перевезень в аграрному секторі, виконується по дорогах місцевого значення, які відрізняються високою щільністю розташування негоризонтальних та непрямих ділянок. Це потребує додаткових досліджень необхідності та можливості адаптації процесів функціонування АБС до цих умов.

3. Автором доведено, що при гальмуванні на поздовжніх нахилах, опуклих або увігнутих дорожніх поверхнях вихідні сигнали давача поздовжнього уповільнення автомобіля змінюються пропорційно зменшенню сумарної гальмівної сили на колесах, що обумовлює автоматичну адаптацію процесу гальмування автомобіля з АБС до цих умов.

4. При гальмуванні у повороті відбувається недогальмовування коліс зовнішнього борту та перегальмовування коліс внутрішнього борту, внаслідок чого спостерігається зменшення ефективності гальмування та запасу керованості і курсової стійкості руху автомобіля.

5. Автором доведена необхідність впливу на робочі процеси АБС, при гальмуванні в повороті та запропоновано коригування адаптації алгоритмів функціонування АБС при перерозподілі зчіпної ваги автомобіля по бортах при гальмуванні в повороті.

6. Використана автором модель широтно-імпульсної модуляції тиску підтверджена експериментальними дослідженнями, а в частині опису роботи



контроллера не потребує доказів. Адекватність математичної моделі процесу гальмування автомобіля з АБС у частині опису руху невідвіснених та відвіснених мас автомобіля і взаємодії коліс із дорожньою поверхнею доведена чисельними дослідженнями інших авторів.

7. Автором вдосконалений алгоритм функціонування АБС за рахунок введення можливості зміни коефіцієнту пробних впливів за запропонованою та дослідженою залежністю.

8. Порівняння результатів моделювання процесів гальмування до і після вдосконалення алгоритму функціонування АБС показує, що коефіцієнт чутливості за будь-яких умов може бути прийнятий постійним, рівним 30, а коригування коефіцієнту пробних впливів у запропонований спосіб дозволяє зменшити гальмівний шлях до 19%, кутове відхилення автомобіля – до 15%, а бокове відхилення центру мас автомобіля – до 10%, тобто підвищити ефективність гальмування, керованість та стійкість руху при гальмуванні автомобіля у повороті.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Патент №305630 ССРСР, МКИ В 60 Т 8/02. Противоблокировочное устройство / "Сосьете Аноним ДБА" (Франция). – №1278248/27-11; Заявлено 04.10.68; Опубл. 04.06.71, Бюл. №18. – 3с.
2. Теория автоматического регулирования / Под ред. В.В. Солодовникова. – М.: Машиностроение, 1969. – 483с.
3. Гецович Е.М., Фаворов Н.Ю. Влияние разновременности срабатывания противоблокировочных систем разноименных осей автомобиля на комфортабельность движения при торможении // ЭИ "Конструкции автомобилей". – М.: НИИНавтопром, 1982. – №4. – С.20-22.
4. Ломака С.И., Гецович Е.М., Якштес Д.Л., Таболин В.В., Бобровник И.Ф. Тормозные испытания автомобиля КраЗ-257 с противоблокировочной системой // ЭИ Конструкции автомобиля. – М.: НИИНавтопром. – 1980. – №12. – С.10-17.
5. Ревин А.А., Иванов В.В., Зотов Н.М. Комфортабельность автомобиля при торможении с антиблокировочной системой. – Деп. в НИИНавтопроме 26.08.84, №1138ап-84Деп // Анот. в БУ ВИНТИ "Депонированные научные работы", №11(145), 1984. – С.116.
6. А.с. №912570 ССРСР, МКИ В 60 Т 8/06. Способ управления торможением автомобиля / Е.М.Гецович (ССРСР). №2960815/27-11; Заявлено 15.07.80; Опубл. 15.03.82, Бюл. №10. – 4с.
7. Ломака С.И., Старинский А.Д., Алекса Н.Н., Гецович Е.М., Якштес Д.Л. Испытания автобуса ЛАЗ-695, оборудованного макетным образцом электронной противоблокировочной системы // ЭИ Конструкции автомобиля. – М.: НИИНавтопром. – 1979. – №8. – С.27-33.

8. Ляйбер Г. Электронный регулятор торможения и его проблематика / Доклад на конференции в г.Турнове. – Перевод ГПНТБ №869. – М.: 1973. – 15с.
9. Limpert W.R., Leiber H. Ein neuer weg zur verhutung des blokierens von kraftfahrzeugradern-durch adaptive bremsshupfregelung// Auto-mob. Ind. – №4. – 1968. – P.47-49.
10. Буркхардт М. Опыт конструирования и разработки противоблокировочной системы фирм Мерседес-Бенц и Бош // Указатель переводов: Сер. машиностроение и др. – 1984. – №3. – С.55.
11. Bosch–Antiblockiersistem in den Omnibussendes GBB Stuttgart Schmidt // Die Bundesbahn. – 1983. – V.59. – №9. – P.616-617.
12. А.с. №770885 СССР, МКИ В 60 Т 8/06. Противоблокировочное устройство / Е.М.Гецович и др. (СССР). – №2609102/27-11; Заявлено 24.04.78; Оpubл. 15.10.80, Бюл. №38 – 4с.
13. А.с. №943041 СССР, МКИ В 60 Т 8/00. Противоблокировочное устройство / Е.М.Гецович (СССР). – №3210673/27-11; Заявлено 02.12.80; Оpubл. 15.07.82, Бюл. №26. – 3с.
14. А.с. №933509 СССР, МКИ В 60 Т 8/06. Противоблокировочное устройство / Е.М.Гецович (СССР). – №2990707/27-11; Заявлено 08.10.80; Оpubл. 07.06.82, Бюл. №21. – 3с.
15. А.с. №852679 СССР, МКИ В 60 Т 8/06. Способ управления процессом торможения колеса транспортного средства / Е.М.Гецович, А.С.Федосов (СССР). – №2819388/27-11; Заявлено 24.09.79; Оpubл. 07.08.81, Бюл. №29. – 3с.
16. А.с. №872344 СССР, МКИ В 60 Т 8/06. Система автоматического управления торможением / Е.М.Гецович – №2833392/27-11; Заявлено 31.10.79; Оpubл. 15.10.81, Бюл. №38. – 4с.

17. Grabowski J. Braking process of vehicle with programmed pulsation and semiadaptable braking torque // VDJ-Berichte. – №369. – 1980. – P.17-20.
18. Grabowski J., Dwornik K. Zasady obliczen hamulcow bednowych, urzadzenia przeciwblokujace z zaprogramowanym semiadaptacyjnym okresem pulsacji cisnienia // Technika motoryzacyjna. – 1980. – №10/11. – P.18-25.
19. Ломака С.И. Исследование влияния противоблокировочных устройств на процесс торможения автомобиля: Дис...канд.техн.наук: 05.05.03. – Харьков, 1965. – 287с.
20. Федосов А.С. Аналитические аспекты адаптивного процесса торможения // Безопасность и надежность автомобиля. – Вып.1. – М.: МАМИ, 1977. – С.62-68.
21. А.с. №1076339 СССР, МКИ В 60 Т 8/06. Способ автоматического управления торможением / Е.М.Гецович (СССР). – №3507946/27-11; Заявлено 03.11.82; Оpubл. 28.02.84, Бюл. №8. – 2с.
22. Северин А.А. Совершенствование исполнительной части антиблокировочных систем автомобилей с пневматическим тормозным приводом: Дис...канд.техн.наук (ДСП): 05.05.03. – Харьков, 1986. – 218с.
23. А.с. №1169860 СССР, МКИ В 60 Т 8/32. Способ торможения колеса / Е.М.Гецович (СССР).– №3701827/27-11; Заявлено 10.02.84; Оpubл. 30.07.85, Бюл. №28. – 3с.
24. Электронный блок управления антиблокировочной системой для автомобилей КамАЗ, ЗИЛ и МАЗ: Научн.-техн. отчет (Итог.) / НИИавтоприборов. –№.69823. – М., 1983. – 76с. // Сб. реф. НИР и ОКР: Транспорт. – 1983. – №10. – С.19.
25. А.с. №927601 СССР, МКИ В 60 Т 8/06. Способ торможения колеса транспортного средства / Е.М.Гецович (СССР). – №2984553/27-11;

- Заявлено 22.09.80; Оpubл. 15.05.82, Бюл. №18. – 4с.
26. А.с. №1090595 СССР, МКИ В 60 Т 8/06. Способ торможения колеса транспортного средства / Е.М.Гецович (СССР). – №3533694/27-11; Заявлено 10.01.83; Оpubл. 07.05.84, Бюл. №17. – 2с.
27. Гецович Е.М. Классификация алгоритмов функционирования АБС // Автомобильная промышленность. – 1987. – №11. – С.34.
28. Ревин А.А. Тормозные свойства автомобилей с антиблокировочной системой при движении на повороте // Автомобильная промышленность. – 1983. – №1. – С.13-15.
29. Ревин А.А. АБС – путь решения проблемы оптимального торможения автомобиля // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1983. – №5. – С.88-92.
30. Пчелин И.К., Илларионов В.А. Тормозная динамичность автомобиля с противоблокировочными устройствами // Автомобильная промышленность. – 1977. – №2. – С.13-16.
31. Гецович Е.М. Оценка чувствительности и устойчивости систем автоматического управления торможением // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1987. – №2. – С.84-90.
32. Гецович Е.М., Ходырев С.Я., Фаворов Н.Ю. Исследование некоторых алгоритмов противоблокировочных систем по качеству регулирования процесса торможения. Деп. в НИИавтопром. – М., 1982.– №720 ап Д82. БУ «Депонированные рукописи». М.: ВНИИТИ, 1982.– №8.– Реф. 130.
33. Ревин А.А. Тормозные свойства автомобилей с антиблокировочной системой при движении на повороте // Автомобильная промышленность. – 1983. – №1. – С.13-15.
34. Булгаков Н.А. Исследование взаимодействия автомобиля с дорогой в процессе торможения: автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы»/Н.А.Булгаков.– Харьков, 1973.–29с.

35. Волков В.П. Исследование стабильности тормозных механизмов с помощью обобщенного уравнения тормозного момента/ В.П.Волков, М.А.Подригало, В.Ю.Степанов// Автоматизация процессов и управления: сб. научн. трудов.– 2002.–№36.– С.71-74.
36. Грибко Г.П. Исследование динамики торможения тракторного поезда на базе колесного трактора класса 14кН: автореф. дисс. на соискание уч.степени канд.техн.наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы»/Г.П.Грибко.–Минск, 1977.– 19с.
37. Клепик Н.К. Исследование тормозной динамики многоосных автомобилей: автореф. дисс. на соискание уч.степени канд.техн.наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы»/Н.К.Клепик.–Волгоград, 1978.– 23с.
38. Григорян В.Г. Исследование динамики торможения трехосного грузового автомобиля: автореф. дисс. на соискание уч.степени канд.техн.наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы»/В.Г.Григорян – М., 1978.– 16с.
39. Пчелин И.К. Динамика процесса торможения автомобиля: автореф. дисс. на соискание уч.степени доктора техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы»/И.К.Пчелин.–М., 1984.–39с.
40. Антипов Г.П. Оптимизация многоосных колесных машин с позиций плавности хода и управляемости: автореф. дисс. на соискание уч.степени канд.техн.наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы»/Г.П.Антипов.–М., 1986.– 21с.
41. Хохлов А.М. Оценка тормозных свойств и нормирование уровня снижения эффективности тормозной системы седельно-прицепных автопоездов, находящихся в эксплуатации: автореф. дисс. на соискание уч.степени канд.техн.наук: спец. 05.22.10 «Эксплуатация автомобильного транспорта»/А.М.Хохлов.– Ташкент, 1986.– 21с.
42. Радзинский В.В. Теоретические основы оценки эффективности грузовых автомобилей для сельского хозяйства и обоснование

- параметров их конструкций: автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы»/ В.В. Радзинский.–К., 1990.– 42с.
43. Дем'янюк В.А. Науково-прикладні основи системного аналізу та оптимального проектування гальмових керувань автобусів: автореф. дисс. на здобуття вченого ступеня докт. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори»/В.А. Дем'янюк.–Львів, 2005.– 39с.
44. Байцур М.В. Поліпшення гальмівних властивостей автомобілей категорії N3 при їх конверсії: автореф. дисс. на здобуття вченого ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори»/М.В. Байцур.– Харків, 2007.– 23с.
45. Михайловский Е. Теория трактора и автомобиля: учебн. [для студ высш учебн. зав.]/Е. Михайловский, В. Цимбалін.–М., "Сельхозгиз", 1960.– 336с.
46. Гольд Б.В. Теория, конструирование и расчет автомобиля: учебн. [для студ высш учебн. зав.]/ Б.В. Гольд, Б.С. Фалькевич.–М., "Машгиз", 1957.– 536с.
47. Иванов В.В. Основы теории автомобиля и трактора: учебн. [для студ высш учебн. зав.]/ В.В. Иванов, В.А. Иларионов, М.М. Морин.– М., «Высшая школа», 1970.– 224с.
48. Чудаков Е.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля: учебн. [для студ высш учебн. зав.]/ Е.А. Чудаков.–М., «Колос», 1972.– 384с.
49. Цитович И.С. Динамика автомобиля/ И.С. Цитович, В.Б. Альгин.– Минск, «Наука и техника», 1981.– 223с.
50. Мартынюк А.А. Динамика и устойчивость движения колесных транспортных машин/ А.А. Мартынюк, Л.Г. Лобас, Н.В. Никитина.– Киев, «Техника», 1981.– 223с.
51. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин./ Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.А. Карпенко и др.– Харьков, изд-во ХГАДТУ(ХАДИ), 2001.– 642с.

52. Беленький Ю.Б. Новое в расчете и конструировании тормозов автомобилей/ Ю.Б. Беленький, М.И. Дронин, Н.Ф. Метлюк.– М., Машиностроение, 1965.– 117с.
53. Безбородова Г.Б. Моделирование движения автомобиля/ Г.Б. Безбородова, В.Г. Галушко.– Киев, «Высшая школа», 1978.– 168с.
54. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса./ Й. Раймпель.– М., Машиностроение, 1986.– 320с.
55. Ломака С.И. Исследование работы в импульсном режиме барабанного тормоза с фиксированным режимным кулаком/ С.И. Ломака// «Автомобильный транспорт».– 1982.– №19.– С.102-108.
56. Аксенов П.В. Многоосные автомобили/ П.В. Аксенов – [2-е изд.]– М., Машиностроение, 1989.– 280с.
57. Яценко Н.Н. Плавность хода грузовых автомобилей/ Н.Н. Яценко, О.К. Прутчиков.– М.,Машиностроение, 1968.– 219с.
58. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили/ В.Ф. Платонов.– [2-е изд.]– М., Машиностроение, 1989.– 312с.
59. Светлицкий В.А. Случайные колебания механических систем/ В.А. Светлицкий.– [2-е изд.]– М., Машиностроение, 1991.– 315с.
60. Устойчивость колесных машин при заносе и способы её повышения/ М.А. Подригало, В.П. Волков, В.Ю. Степанов, М.В. Доброгорский.– Харьков, изд-во ХНАДУ, 2006.– 335с.
61. Устойчивость колесных машин против заноса в процессе торможения и пути её повышения/ М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Павленко и др.– Харьков, изд-во ХНАДУ, 2006.– 377с.
62. Подригало М.А. Определение коэффициента устойчивости автомобиля против заноса при торможении на пределе блокирования наружных колес/ М.А. Подригало, В.А. Павленко// Вестник НТУ «ХПИ» : сб. научн. трудов. Тематич. выпуск «Автомобиле- и тракторостроение».– 2007.–№12.– С.101-106.



63. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины/ В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др.– М., Транспорт, 1976.– 238с.
64. Фрумкин А.К. Рабочие процессы и расчеты автомобиля. Тормозное управление: учебн. [для студ высш учебн. зав.]/ А.К. Фрумкин.– М., 1979.– 73с.
65. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме: учебн. [для студ высш учебн. зав.]/ М.А. Петров.– Омск, Зап.-Сиб. книжн. изд-во, 1973.– 224с.
66. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда. Элементы теории торможения, методы оценки тормозных свойств, пути совершенствования тормозных систем/ В.Г. Розанов.– М., Машиностроение, 1964.– 243с.
67. Постный В.А. Пространственная математическая модель трехосного автомобиля/ В.А. Постный, А.С. Струков, С.Г. Селевич, М.В. Жадан// Вестник НТУ «ХПИ» : сб. научн. трудов. Тематич. выпуск «Автомобиле- и тракторостроение».–2005.–№10.– С.87-101.
68. Динамика автомобиля/ М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко и др.– Харьков, изд-во ХНАДУ, 2008.– 452с.
69. Волков В.П. Рациональное управление процессом качения автомобильного колеса/ В.П. Волков, М.А. Подригало, В.Л. Файст// Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: науково-виробничий збірник АД і ДонНТУ.– 2008.–№3(6).–С.82-88.
70. Рабинович Э.Х. Новый способ измерения тормозного пути автомобиля на дороге/ Э.Х. Рабинович, Т.В. Ханько// Вестник ХНАДУ: сб. научн. трудов.–2007.– №87.– С48-49.
71. Гецович Е.М. Критерии оценки антиблокировочной системы/ Е.М. Гецович// Автомобильный транспорт.– 1985.–№22.– С38-41.
72. Ахметшин А.М. Адаптивная антиблокировочная система колесных машин: дисс. на соискание уч.степени доктора техн. наук: спец.

- 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины»/ А.М. Ахметшин.– М., 2003.– 255с.
73. Гецович Е.М. Выбор коэффициентов пробных воздействий в адаптивных автоматических системах управления автомобилем/ Е.М. Гецович, В.А. Постный, А.С. Струков// Механіка та машинобудування.– 2004.–№2.–4с.
74. Гецович Е.М. Выбор коэффициента чувствительности алгоритма функционирования ABS/ Е.М. Гецович, С.Г. Селевич// Вестник НТУ «ХПИ». Сб. научн. трудов. Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение».– 2007.–№12.–5с.
75. Гецович Е.М. Синтез алгоритма функционирования адаптивной тормозной системы/ Е.М. Гецович// Механіка та машинобудування.– 1997.–№1.– 8с.
76. Пат. на кор. модель 35140, Україна, МПК В60Т 8/00. Модулятор тиску для пневматичного гальмівного приводу/ Є.М. Гецович, А.І. Бондаренко; заявник та патентообладач Є.М. Гецович, А.І. Бондаренко (Україна).– № 2007 14047; заявл. 14.12.2007; опубл. 10.09.08, Бюл. №17.
77. Гецович Є.М. Результати теоретичного та експериментального дослідження модулятора тиску зі змінними прохідними перетинами/ Є.М. Гецович, А.І. Бондаренко, В.В. Шелудченко// Вестник Харьковського національного автомобільно-дорожного університету і Северо-Восточного научного центру Транспортної академії України: сб научн трудов.– 2009.– №44.– С.35-38.
78. Краткий автомобильный справочник в 4т. Том 4. Специальные и специализированные автомобили. 4.1 «Фургоны, самосвалы, цистерны, платформы, тягачи специальные, прицепы-ропуски России и стран СНГ».– М., «Транспорт», 2006.– 448с.
79. КрАЗ–6510; 651001; 6444; 65101. Каталог (справочник).– Кременчуг: Кременчугский автомобильный завод, 2002.– 210с.

80. Руководство по эксплуатации автомобилей КраЗ-6510; 651001; 6444; 65101.– Кременчуг: Кременчугский автомобильный завод, 2003.– 200с.
81. Круговой В.М. Автомобили КраЗ/ В.М. Круговой, И.Н. Румшевич, Г.Н. Мамчур, Л.С. Виноградов.– М., «Транспорт», 1968.– 264с.
82. Крамской А.В. Совершенствование методов расчета динамики пневмоаппаратов и пневматического тормозного привода автотранспортных средств: дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук : спец. 05.22.02 «Автомобили и тракторы»/ А.В. Крамской.– Харьков, 2006.– 270с.
83. Ломака С.И. Автоматизация процесса торможения автомобиля: учебн. пособие [для студ. спец. «Автомобили и автомобильное хозяйство»]/ С.И. Ломака, Н.Н. Алекса, Е.М. Гецович.– Киев, УМКВО, 1988.– 88с.
84. Гецович Е.М. Исследование предельных возможностей противоблокировочных систем по обеспечению устойчивости автомобиля: дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы»/ Е.М. Гецович.– Харьков, 1980.– 131с.
85. Bernard J.E. Tire Shear Force Generation During Combined Steering and Braking Maneuvers/ J.E. Bernard, L. Segel, R.E. Wild// SAE Preprints.– 1977.– №770852.– 17p.
86. Pacejka H.B. “Share Force Developments by Pneumatic Tires in Steady-State Conditions/ H.B. Pacejka, R.S. Sharp// A Review of Modeling Aspects”, Vehicle Systems Dynamics.– 1991.– №20.– P.121-176.
87. Burckhardt M. Antiblochiersysteme im Vergleich/ Burckhardt M.// Olhydraul. Und Pneum.– 1984.– №8. С.489-491.
88. Крамской А.В. Совершенствование методов расчета динамики пневмоаппаратов и пневматического тормозного привода автотранспортных средств: дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук : спец. 05.22.02 «Автомобили и тракторы»/ А.В. Крамской.– Харьков, 2006.– 270с.

89. Метлюк Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобиля/ Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко.– М.: Машиностроение, 1980.– 231с.
90. Герц Е.В. Пневматические приводы. Теория и расчет/ Е.В. Герц.– М.: Машиностроение, 1969.– 359с.
91. Герц Е.В. Пневматика и гидравлика/ Е.В. Герц.– М.: Машиностроение, 1973.– 320с.
92. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин/ Е.В. Герц.– М.: Машиностроение, 1985.– 256с.
93. Туренко А.Н. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом/ А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, В.И. Кирчатый.– Харьков: ХГАДТУ, 2000.– 472с.
94. Туренко А.Н. Повышение эффективности торможения грузовых и пассажирских автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом/ А.Н. Туренко.– Харьков: ХГАДТУ, 1997.– 353с.
95. Богомолов В.О. Створення і дослідження систем керування гальмуванням автотранспортних засобів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / В.О. Богомолов.– Харків, 2001.– 33с.
96. Бондаренко А.І. Удосконалення процесів модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі автомобілів: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / А.І. Бондаренко.– Харків, 2009.– 203с.
97. А.с. 251949 ЧСР, МКИ В60Т 8/32. Способ формирования управляющего сигнала в управляющем блоке противоблокировочной системы/ Е.М. Гецович, А.А. Северин, Н.Ю. Фаворов (Харьков).– NPV 6255-84; заявл. 20.08.84, опубл. 25.07.88.
98. А.с. 1272617 СССР, МКИ<sup>4</sup> В 60 Т 8/72. Способ автоматического управления торможением / С.И.Ломака, А.А.Северин, Е.М.Гецович,

- Н.Ю.Фаворов (СССР). –№3868436/27-11; Заявлено 04.02.85; опубл. 24.03.87, Бюл. №18.
99. Северин А.А. Совершенствование исполнительной части антиблокировочной системы автомобиля с пневматическим тормозным приводом: дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / А.А. Северин.– Харьков, 1985.– 217с.
100. Пат. на кор. модель 35140, Україна, МПК В60Т 8/00. Модулятор тиску для пневматичного гальмівного приводу/ Є.М. Гецович, А.І. Бондаренко; заявник та патентообладач Є.М. Гецович, А.І. Бондаренко (Україна).– № 2007 14047; заявл. 14.12.2007; опубл. 10.09.08, Бюл. №17.
101. Гецович Є.М. Результати теоретичного та експериментального дослідження модулятора тиску зі змінними прохідними перетинами/ Є.М. Гецович, А.І. Бондаренко, В.В. Шелудченко// Вестник Харьковського національного автомобільно-дорожного університету і Северо-Восточного научного центру Транспортної академії України: сб. научн. трудов.– 2009.– №44.– С.35-38.
102. Ломака С.И. Исследование работы в импульсном режиме барабанного тормоза с фиксированным режимным кулаком/ С.И. Ломака// Автомобильный транспорт.– 1982.– №19.– С. 102-108.
103. Алекса Н.Н. Исследование влияния основных параметров модулятора давления в пневмоприводе тормозов на эффективность торможения автомобиля с противоблокировочным устройством: автореф. дисс. на соиск. научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы»/ Н.Н. Алекса.– Харьков, 1978.– 21с.
104. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля/ Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд.– М.: Транспорт, 1978.– 152с.

105. Спирин А.Р. Исследование гистерезиса тормозных механизмов как звеньев антиблокировочных систем/ А.Р. Спирин, Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд// Автомобильная промышленность.– 1980.– №3.– С.19-20.
106. Гецович Е.М. Синтез алгоритма функционирования адаптивной тормозной системы/ Е.М. Гецович// Механіка та машинобудування.– 1997.– №1.– 8с.
107. Гецович Е.М. Выбор коэффициентов пробных воздействий в адаптивных автоматических системах управления автомобилем/ Е.М. Гецович, В.А. Постный, А.С. Струков// Механіка та машинобудування.– 2004.– №2.– 4с.
108. Гецович Е.М. Выбор коэффициента чувствительности алгоритма функционирования АБС/ Е.М. Гецович, С.Г. Селевич// Вестник НТУ «ХПИ» «Автомобиле- и тракторостроение».– 2007.– №12.– 5с.
109. Патент України на винахід №87699, МПК В60Т 8/00 «Процес автоматичного керування гальмуванням колісної машини»/ Гецович Є.М., Селевич С.Г., Шелудченко В.В. Публікація 10.08.2009, бюл. №15, 2009р.