

УДК 629.3.017: 629.35

**ПІДВИЩЕННЯ СТІЙКОСТІ ТА КЕРОВАНОСТІ ТРАНСПОРТНОГО
ЗАСОБУ ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ
ПАРАМЕТРІВ ПІДВІСКИ**

Аулін В.В., д.т.н., проф.,

Гриньків А.В. к.т.н.,

Чернай А.Є. асп.,

Уманенко О.О., ст.,

Монолій А.О., ст.,

Притула С.І. ст.

Центральноукраїнський національний технічний університет

Abstract

The technical malfunctions of the front suspension, steering and braking system of buses are analyzed, as well as such operational properties as stability and controllability and the influence of a number of factors on them. Theoretical researches of regularities of formation of backlashes in a forward suspension bracket and a steering are executed. The modernized suspension for the bus BAZ 08110 is offered. The kinematic schemes of a steering drive of the bus with inseparable and split longitudinal drafts are constructed and analyzed. The kinematics of the front suspension and steering control of the bus chassis, as well as the stabilization of the dynamic neutral of the bus suspension by improving its design.

Key words: suspension, kinematic scheme, steering, stability, controllability, split and inseparable longitudinal rods, bus.

Вступ

Зростання числа ДТП, що виникають внаслідок відмови систем автобуса, які безпосередньо впливають на безпеку руху, пояснюється тим, що нерідко ТЗ експлуатуються з технічними несправностями передньої підвіски (ПП), рульового управління (РУ) і гальмівної системи (ГС). Своєчасний виведення з експлуатації технічно несправних транспортних засобів дозволить зменшити ризик виникнення ДТП і реалізувати наявний потенціал для зниження рівня дорожньо-транспортного травматизму в країні.

Діюча в країні система ТО і ремонту ТЗ "з напрацювання" не забезпечує високого рівня надійності та необхідної ефективності їх експлуатації. Тому останнім часом особлива увага приділяється новій, більш раціональній системі обслуговування і ремонту по "фактичному перебуваючи". Досвід впровадження такої системи показує, що істотно скорочуються об'єми профілактичних і ремонтних робіт, повніше використовується ресурс машин. Проте в даний час немає достатньо обґрунтованих нормативів управління технічним станом ПП і РУ автобусів, обраних у якості об'єкта дослідження, відсутні методики пошуку їх конкретних несправностей, рекомендації з автоматизації процесів управління.

Стійкість руху і керованість – важливі експлуатаційні характеристики автобуса, від яких залежать продуктивність перевезень, плавність ходу та безпека руху. Ці характеристики перебувають у центрі уваги вчених, внаслідок

чого появляються нові аналітичні підходи та методи випробовувань, що допомагає проектувальникам створювати оптимальні конструкції вузлів і агрегатів. На стійкість і керованість впливає багато конструкційних, дорожніх, метеорологічних та інших чинників. Негативний вплив на стійкість посилюється під час гальмування, сильного бічного вітру, поперечного ухилу дороги, кінематичної неузгодженості кермового приводу й підвіски керованих коліс тощо.

Аналіз попередніх досліджень

Основоположниками теорії стійкості та керованості автомобіля були Є. О. Чудаков і Я. М. Певзнер. Криволінійний рух і стійкість досліджували також Р. А. Акоп'ян, Д. А. Антонов, Л. Л. Гінзбург, Е. А. Гурфінкель, Г. В. Зімел'єв, В. О. Іларіонов, В. А. Макаров, Ю. М. Подригало, Р. В. Ротенберг, А. П. Солтус, Л. В. Тячев, Б. С. Фалькевич, Я. Є. Фаробін, А. А. Хачатуров, І. П. Чайковський та ін.

Актуальні питання підвищення плавності ходу ТЗ шляхом вдосконалення конструктивних параметрів регулятора рівня підлоги пневматичної підвіски, виконано огляд літератури за темою дисертації. Питаннями теорії і практики підвіски ТЗ займалися вітчизняні та зарубіжні вчені: Горелик А.М., Акоюн Р.А., Дербаремдигер А.Д., Джохадзе Г.Д., Афанасьєв В.Л., Гридасов Г.Г., Пархиловський І.Г., Певзнер Я.М., Ротенберг Р.В., Силаєв А.А., Скіндер І.Ю., Успенський І.Н., Хачатуров А.А., Фурунжієв Р.І., Яценко Н.Н., Bernadet I., Bilek V., Bourcier de Carbon, Breton I., Bidwell I.B., Deist H., Forest K., Peckham E.G., Hansen K.M., Nystrom N.E., Mitschke M., Sirven M.I. и других.

Теоретичні основи стійкості руху та керованості транспортних, пов'язані з вирішенням цих проблем, закладені в роботах Н.Я. Говрушенко, Л.В. Мірошникова, А.П. Болдіна, І.М. Аринина, Д.А. Соцкова, В.З. Русакова, Е.С. Кузнецова та ін.. Виконаний огляд робіт показав, що основні чинники, що визначають реалізацію надійності транспортних засобів в експлуатації, є керованими, тобто на них можна впливати з метою підвищення безвідмовності і скорочення витрат на підтримку їх в технічно справному стані.

Аналіз факторів, що впливають на стійкість і керованість автобуса, здавалося, що їх з деякою умовністю можна розділити на три групи: керована (залежні від роботи технічної служби автотранспортного підприємства); частково керовані (умови експлуатації, конструкційні особливості елементів автобуса і ін.) і некеровані (дорожні та кліматичні умови, стан дорожнього покриття та інші, тобто, не залежні від роботи технічної служби АТП). Для підвищення стійкості і керованості автобус, що знаходяться в експлуатації, найбільший інтерес представляють керовані фактори, безпосередньо пов'язані з технічним станом транспортного засобу. До них, насамперед, відносяться РУ з гідропідсилювачем, рульовим механізмом і рульової трапецією; ходова частина з передньою і задньою підвісками, кузовом і колесами; гальмівна система з приводом і гальмівних механізмами. До параметрами, які характеризують технічний стан цих вузлів, відносяться люфт в рульовому механізмі, порушення геометрії кутів установки коліс, перекося передньої і задньої осей і т.д.

Аналіз існуючих методів і засобів контролю технічного стану ПП і РУ

показав, що значний економічний ефект в системі ТО і ремонту ТЗ може бути отриманий при використанні науково обґрунтованих методів і сучасних засобів діагностування систем, що забезпечують безпеку руху.

Виконано теоретичні дослідження закономірностей формування люфтів в ПП і РУ автобуса, причин виникнення відмов і несправностей, обґрунтовано комплекс діагностичних параметрів при оцінці їх технічного стану, розглянуто методику оцінки ступеня впливу параметрів на "забирання" автобуса.

Основна причина виникнення зазорів в сполучених парах механізмів є знос. При зносі поверхні тертя змінюється характер сполучення деталей, в результаті чого з'являються перекося, збільшуються зазори, змінюється геометрія елементів.

Постановка проблеми

Недостатньо вивченою проблемою є вплив кінематичної неузгодженості кермового приводу й підвіски керованих коліс на стійкість руху автобусів.

В цій проблемі недостатньо досліджених задач є вплив сукупності параметрів на стійкість і керованість ТЗ є перед усім це неузгодженість кінематики кермового приводу й підвіски керованих коліс під час її деформації. Ця неузгодженість повинна бути зведена до мінімуму ще на стадії проектування.

На підставі нагромаджених теоретичних й експериментальних даних розроблені методики досліджень стійкості й керованості автомобілів при сталих і змінних режимах руху на прямолінійних і криволінійних траєкторіях. Математично описано часткові кінематичні залежності між кутом повороту сошки γ і кутом повороту важеля поворотного кулака δ , який дорівнює кутові повороту лівого керованого колеса $\delta_{л}$. Вони розроблені для обох типів кермових приводів: із нерозрізною та розрізною поздовжніми тягами. Використовуючи ці залежності, можна окремо дослідити вплив на кінематику лівого керованого колеса таких кінематичних параметрів: лівого і правого кутів повороту керованих коліс; оптимального кута початкового положення сошки; координат центра кульового пальця важеля поворотного кулака; кутів поздовжнього й поперечного нахилів осей шворнів; ходів стиску й відбою підвіски керованих коліс.

Мета та завдання

Метою даної роботи є теоретичне обґрунтування стійкості руху та керованість транспортного засобу для підвищення характеристик експлуатаційної надійності та безпеки руху.

Для реалізації поставленої мети розв'язували наступні завдання:

1. Запропонувати модернізовану підвіску для автобуса БА308110.
2. Проаналізувати кінематичні схеми кермового приводу автобуса з нерозрізною та розрізною поздовжніми тягами.
3. Оптимізація кінематики передньої підвіски та кермового керування шасі автобуса.
4. Стабілізація динамічної нейтралі підвіски транспортного засобу шляхом удосконалення її конструкції.

Результати вирішення основних завдань

Стойкість і керованість транспортного засобу визначається передусім його підвіскою.

Підвіска є найважливішою складовою автомобіля, яка забезпечує пружний зв'язок між кузовом і колесами, регулює плавність ходу, завдяки чому їзда стає комфортною. Підвіска контролює прохідність машини, її стійкість під час різних маневрів, допомагає протидіяти перекиданню, а отже, служить запорукою безпеки руху. Підвіска автомобіля має три базові елементи – гасильні, спрямовуючі і пружного. У ролі гасильні елементу виступають, як правило, амортизатори, які впливають на зчеплення шин з дорогою і пом'якшують удари машини об різні нерівності дороги. Спрямовуючі елементи – це важелі, які з'єднують кузов і колеса автомобіля. Що стосується пружних елементів, то вони призначені для того, щоб забезпечувати так званій підпружинений кузов і перешкоджати утворенню креном автомобіля. Швидкість руху автотранспортних засобів по нерівним дорогам звичайно обмежується не потужністю двигуна, а якістю підвіски. Тому, недостатня якість підвіски приведе до загального зниження ефективності використання транспортного засобу.

На моделі автобуса БАЗ 08110 встановлена залежна, на двох напівеліптичних ресорах з гідравлічними амортизаторами і стабілізаторами поперечної стійкості, підвіска. Дана підвіска складається з ресори, набраної з окремих сталевих пружних листів різної довжини, але однакової ширини і товщини. Посередині листової ресори кріпиться до мосту, кінці ресори з'єднуються з кузовом автобуса шарнірами. Серед безумовних переваг ресорної підвіски – дешевизна, надійність і простота конструкції. У процесі руху вона реагує не тільки на вертикальні навантаження, але і на бічні, що виникають під час повороту автобуса, а також на поздовжні, супроводжуючі його розгін і гальмування. Ресорна підвіска стійка до перевантажень і достатньо добре переносить погані дороги. Використання ресор дозволяє відмовитися від застосування додаткових елементів і складних пристроїв, таких як реактивні штанги, різні важелі, втулки та ін. Але головна проблема розглянутої підвіски полягає в її жорсткості і великій амплітуді коливання, що погіршує плавність ходу і такі експлуатаційні властивості як: швидкість руху, стійкість, керованість, паливна економічність, зменшуючи якість перевезення та безпеку руху пасажирів.

В залежній підвісці на ресорах бокові сили передаються на кузов через корінні листи ресор. Центр крена знаходиться на висоті середини корінного листа, в місці кріплення ресори до балки підвіски. Відповідно, маючи велику амплітуду коливання підвіски можливість бокового перекидання автобуса підвищується, що негативно впливає на безпеку руху пасажирів. Амплітуду коливань визначає вид амортизаторів, які служать для гасіння коливань несучої системи, що виникають внаслідок дії дороги. В ресорних підвісках, за рахунок міжлистового тертя, пружний елемент виступає в якості недосконалого фрикційного амортизатора. Але в даному випадку коливання не вдається зменшити до потрібної амплітуди. Це викликано великою жорсткістю пружного елементу через встановлення на підвіску автобуса БАЗ 08110 встановлені ресори малої довжини.

Аналіз даної проблеми дав можливість запропонувати три найбільш

ефективних варіантів її рішення. Оскільки однією з найбільш перспективною для автобусів є регулююча пневматична підвіска, яка забезпечує підвищення плавності руху в порівнянні з ресорними підвісками і зниження динамічного ходу. Зазначене дозволить забезпечити постійний рівень підлоги автобуса при зміні статичного навантаження. Отже, пневматична підвіска дозволяє підвищити ряд експлуатаційних показників та збільшити експлуатаційну надійність автобуса і безпеку руху пасажирів. Встановлення даної підвіски на автобус БАЗ 08110, який використовується на міських пасажирських перевезеннях, є не раціональним, оскільки переобладнання викличе значні затрати і тривалий термін окупності.

Другий варіант вирішення зазначеної проблеми полягає у збільшенні габаритних розмірів ресор, а саме довжини. Це дозволяє за рахунок подовження пружного елемента зменшити його жорсткість. Внаслідок чого амплітуда коливань зменшиться і буде спостерігатися покращення наступних показників: плавність ходу, рівень безпеки руху, стійкість, керованість, швидкість руху. Разом з тим прослідковується зменшення вантажопідйомності автобуса за рахунок збільшення довжини ресор, зменшується їх пружна міцність, збільшиться маса підвіски. Також при цьому потрібно внести значні зміни в конструкцію кріплення підвіски з рамою автобуса.

Одним з варіантів вирішення розглянутої проблеми може бути застосування так званих прогресивних ресор (рис 1).

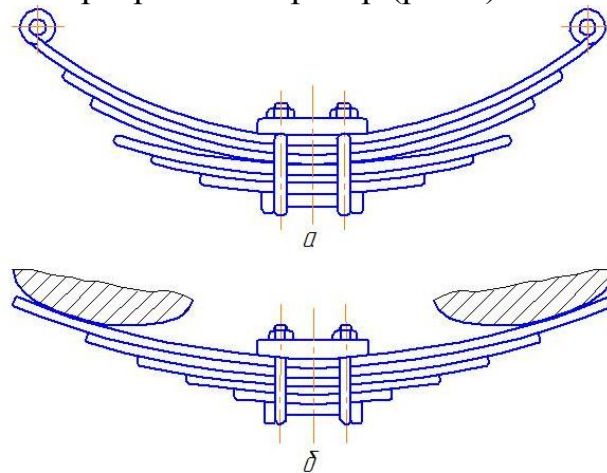


Рисунок 1 Прогресивні ресори: а – між листами ресор передбачуються зазори ; б – змінені конструкції кріплення кінців ресор

Жорсткість вказаних ресор змінюється по мірі завантаження автобуса. Зміна досягається або за допомогою того, що між деякими листами ресор передбачуються зазори (рис 1, а), які перекриваються при деформації ресори, або за допомогою конструкції кріплення кінців ресори (рис 1, б). Зазначене дозволяє значно зменшити жорсткість і амплітуду коливання, яка передається на раму автобуса БАЗ 08110, при цьому вдається зберегти його вантажопідйомність. Запропонована модифікація потребує не великих конструктивних змін і грошових затрат, а показники експлуатаційної надійності і безпеки руху автобуса значно зростуть в процесі перевезення пасажирів.

Таким чином, для підвищення показників ефективної надійності та

безпеки руху на автобусі Баз 08110 запропоновано декілька варіантів удосконалення його підвіски. Найоптимальнішим з них є застосування прогресивних ресор і переобладнання нею автобуса Баз 08110 буде мати ряд переваг:

- мінімальні грошові затрати на переобладнання і конструктивні зміни підвіски;
- збереження вантажопідйомності;
- суттєве зменшення жорсткості і амплітуди коливань, що передається на раму автобуса;
- підвищення плавності ходу, експлуатаційних показників надійності і безпеки руху пасажирів під час руху.

Удосконалення підвіски має велике значення, так як її якість не тільки визначає плавність ходу, але і значно впливає на інші експлуатаційні властивості ТЗ: паливну економічність, стійкість, прохідність, безвідмовність, довговічність і тягово-швидкісні властивості. Швидкість руху ТЗ по нерівних дорогах зазвичай обмежується не потужністю двигуна, а якістю підвіски. Тому, недостатня якість підвіски веде до загального зниження ефективності автомобільного транспорту.

Однією з найбільш перспективних підвісок для ТЗ, особливо автобусів є регульована пневматична підвіска, яка забезпечує підвищення плавності ходу в порівнянні з металевими підвісками (ресорними, пружинними, торсіонними) і зниження динамічного ходу підвіски, так як вона дозволяє підтримувати постійний рівень підлоги ТЗ при зміні статичної навантаження. Однак при русі по нерівній дорозі відбувається значний зсув вниз динамічного нейтрального положення коливань кузова (динамічної нейтралі) внаслідок несиметричності характеристик амортизаторів, а також через недосконалість характеристик регуляторів рівня підлоги (РУП), які визначаються їх конструктивними параметрами. Це змушує конструкторів збільшувати динамічний хід підвіски і рівень підлоги автобусів, що створює незручності для пасажирів. Для полегшення входу та виходу пасажирів, підвищення поперечної стійкості автобусів, необхідно вишукати можливості зниження рівня підлоги. Процес регулювання рівня підлоги вимагає витрати стисненого повітря, на отримання якого потрібні витрати палива. У зв'язку з цим виникає також проблема зменшення витраті повітря при русі автобуса. Найбільш простим шляхом вирішення зазначених проблем є стабілізація динамічної нейтралі за рахунок вдосконалення конструктивних параметрів РУП і його приводу.

Кінематичні схеми кермових приводів і підвіски є багатоланковими механізмами. Щоб не ускладнювати їх математичний опис, зроблено припущення, що їхні ланки абсолютно жорсткі, а в шарнірах ланок відсутні люфти.

Вплив кута позовжнього нахилу λ на кінематику кермових приводів доцільно розглядати разом з параметром p . Для цього використовуємо схему, зображену на рис. 2.

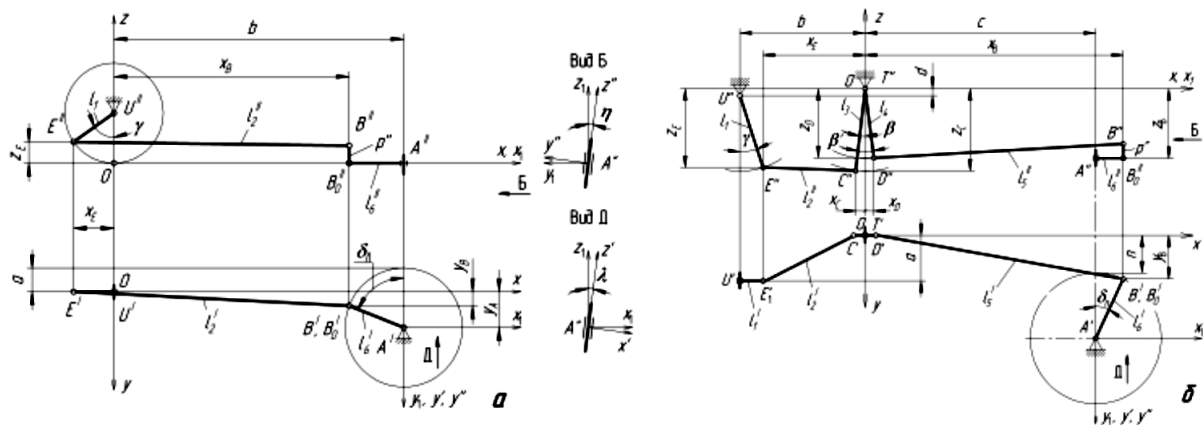


Рисунок 2 Кінематична схема кермового приводу автобуса з нерозрізною (а) і розрізною (б) поздовжніми тягами з параметрами $\gamma, \delta_n, p, \lambda, \eta$

Для кермового приводу з нерозрізною поздовжньою тягою (рис. 2, а) вплив параметрів p і λ на значення кутів δ_n , δ_n при відповідних поворотах керованих коліс вліво та вправо дорівнюють:

$$\delta_n = \arcsin \frac{l_1 [(b + p \cdot \sin \lambda) \sin \gamma + (l_1 - p \cdot \cos \lambda)(1 - \cos \gamma)] + l_6 (l_6 - a)}{l_6 \sqrt{\{l_1 [(1 - \cos \gamma) \sin \lambda + \cos \lambda \cdot \sin \gamma] + b \cdot \cos \lambda\}^2 + (l_6 - a)^2}} - \arctg \frac{l_6 - a}{l_1 [(1 - \cos \gamma) \sin \lambda + \cos \lambda \cdot \sin \gamma] + b \cdot \cos \lambda}; \quad (1)$$

$$\delta_n = \arcsin \frac{l_1 [-(l_1 - p \cdot \cos \lambda)(1 - \cos \gamma) + (b + p \cdot \sin \lambda) \cdot \sin \gamma] - l_6 (l_6 - a)}{l_6 \sqrt{\{l_1 [(1 - \cos \gamma) \sin \lambda - \cos \lambda \cdot \sin \gamma] + b \cdot \cos \lambda\}^2 + (l_6 - a)^2}} + \arctan \frac{l_6 - a}{l_1 [(1 - \cos \gamma) \cdot \sin \lambda - \cos \lambda \cdot \sin \gamma] + b \cdot \cos \lambda}. \quad (2)$$

Для кермового приводу з розрізною поздовжньою тягою під час повороту керованих коліс вліво кут δ_n і вправо кут δ_n визначали за формулами:

$$\delta_n = \arcsin \frac{l_4 \{ [c + p \cdot \sin \lambda] \cdot \sin(\beta - \beta') + (l_4 - p) [1 - \cos(\beta - \beta')] \} + l_6 (l_6 + n)}{l_6 \sqrt{\{ [c + l_4 \sin(\beta - \beta')] \cos \lambda + l_4 [1 - \cos(\beta - \beta')] \sin \lambda\}^2 + (l_6 + n)^2}} - \arctan \frac{l_6 + n}{[c + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')] \cos \lambda + l_4 [1 - \cos(\beta - \beta')] \sin \lambda}, \quad (3)$$

$$\delta_n = \arcsin \frac{l_4 \{ (c + p \cdot \sin \lambda) \sin(-\beta + \beta') - (l_4 - p \cdot \cos \lambda) [1 - \cos(-\beta + \beta')] \} - l_6 (l_6 + n)}{l_6 \sqrt{\{ [c - l_4 \cdot \sin(-\beta + \beta')] \cos \lambda + l_4 [1 - \cos(-\beta + \beta')] \sin \lambda\}^2 + (l_6 + n)^2}} + \arctan \frac{l_6 + n}{[c - l_4 \cdot \sin(-\beta + \beta')] \cos \lambda + l_4 [1 - \cos(-\beta + \beta')] \sin \lambda}, \quad (4)$$

Аналогічно вплив кута поперечного нахилу η на кінематику кермових приводів розглядали разом з параметром p . Цей кут зображений у системі координат $A''x''y''z''$ (рис. 2). Для кермового приводу з нерозрізною поздовжньою тягою (рис. 2, а) вплив параметрів p і η на значення кута $\delta_{\text{час}}$ повороту керованих коліс вліво і вправо знаходили методом послідовних наближень отримані наступні рівняння:

$$\begin{aligned}
 & l_6^2 \cdot \cos^2 \eta \cdot \sin^2 \delta_x - 2l_6(b + l_1 \cdot \sin \gamma) \cos \eta \cdot \sin \delta_x + l_6^2 \cdot \cos^2 \delta_x - \\
 & - 2l_6[(l_6 - a) \cos \eta - l_1(1 - \cos \gamma) \sin \eta] \cos \delta_x + 2l_1[b \cdot \sin \gamma + (l_1 - p \cdot \cos \eta)(1 - \cos \gamma)] + \\
 & + 2l_6(l_6 - a) \cos \eta - l_6^2 = 0;
 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned}
 & l_6^2 \cdot \cos^2 \eta \cdot \sin^2 \delta_n + 2l_6(b - l_1 \cdot \sin \gamma) \cos \eta \cdot \sin \delta_n + l_6^2 \cdot \cos^2 \delta_n - \\
 & - 2l_6[(l_6 - a) \cos \eta - l_1(1 - \cos \gamma) \sin \eta] \cos \delta_n - 2l_1[b \cdot \sin \gamma - (l_1 - p \cdot \cos \eta)(1 - \cos \gamma)] + \\
 & + 2l_6(l_6 - a) \cos \eta - l_6^2 = 0.
 \end{aligned} \quad (6)$$

Кути δ_n і δ_x під час повороту керованих коліс вліво та вправо для кермового приводу з розрізною поздовжньою тягою знаходили за цим же методом:

$$\begin{aligned}
 & l_6^2 \cdot \cos^2 \eta \cdot \sin^2 \delta_x - 2l_6 \cdot \cos \eta [c + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')] \sin \delta_x + l_6^2 \cdot \cos^2 \delta_x - \\
 & - 2l_6[(l_6 + n) \cos \eta - l_4(1 - \cos(\beta - \beta')) \sin \eta] \cos \delta_x + \\
 & + 2l_4[c \cdot \sin(\beta - \beta') + (l_4 - p \cdot \cos \eta)(1 - \cos(\beta - \beta'))] - l_6^2 + 2l_6(l_6 + n) \cos \eta = 0,
 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned}
 & l_6^2 \cdot \cos^2 \eta \cdot \sin^2 \delta_n + 2l_6 \cdot \cos \eta [c - l_4 \cdot \sin(-\beta + \beta')] \sin \delta_n + l_6^2 \cdot \cos^2 \delta_n - \\
 & - 2l_6[(l_6 + n) \cos \eta - l_4(1 - \cos(-\beta + \beta')) \sin \eta] \cos \delta_n - \\
 & - 2l_4[c \cdot \sin(-\beta + \beta') - (l_4 - p \cdot \cos \eta)(1 - \cos(-\beta + \beta'))] - l_6^2 + 2l_6(l_6 + n) \cos \eta = 0.
 \end{aligned} \quad (8)$$

Перейдемо до визначення впливу значень ходів стиску й відбою підвіски керованих коліс на кут δR . Значення кута δ_n . На рис. 3 точки K і A знаходяться на осі O_x . Під час руху балки переднього моста відносно осі O_x вниз (хід відбою) і вгору (хід стиску) точка A рухається по дузі радіуса (рис. 3, а) для повороту керованих коліс вліво і для ходу відбій описується формулою:

$$\begin{aligned}
 & l_1[l_1 + (b - R(1 - \cos \theta)) \sin \gamma - (l_1 + R \cdot \sin \theta) \cos \gamma] + \\
 & \delta_x = \arcsin \frac{l_6 \cdot (l_6 - a) + R \cdot [(R - b)(1 - \cos \theta) + l_1 \sin \theta]}{l_6 \cdot \sqrt{[b + l_1 \cdot \sin \gamma - R \cdot (1 - \cos \theta)]^2 + (l_6 - a)^2}} - \\
 & - \arctan \frac{l_6 - a}{b + l_1 \cdot \sin \gamma - R \cdot (1 - \cos \theta)},
 \end{aligned} \quad (9)$$

А для значення кута δ_x (рис. 3, б) під час повороту керованих коліс вліво і ходу стиску:

$$\delta_n = \arcsin \frac{l_1[l_1 + [b - R(1 - \cos \theta)] \sin \gamma - (l_1 - R \cdot \sin \theta) \cos \gamma] + l_6(l_6 - a) + R[(R - b)(1 - \cos \theta) - l_1 \cdot \sin \theta]}{l_6 \sqrt{[b - R \cdot (1 - \cos \theta) + l_1 \cdot \sin \gamma]^2 + (l_6 - a)^2}} - \arctan \frac{l_6 - a}{b - R \cdot (1 - \cos \theta) + l_1 \cdot \sin \gamma}. \quad (10)$$

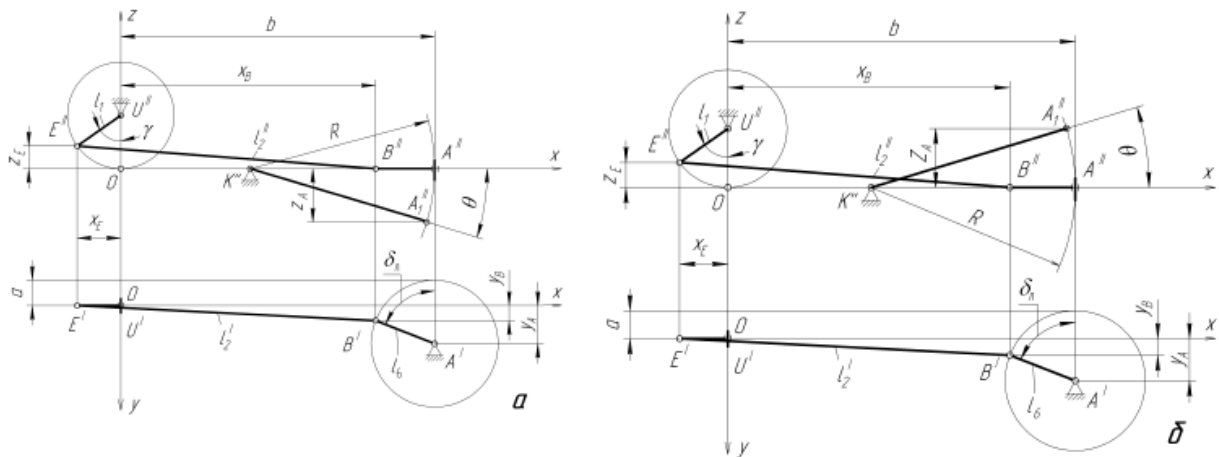


Рисунок 4 Кінематична схема кермового приводу автобуса з нерозрізною поздовжньою тягою: хід відбою (а) і хід стиску (б) з параметрами γ , δ_n , θ

Значення кута δ_n для правого повороту керованих коліс і ходу відбою та стиску розраховували за формулами відповідно:

$$\delta_n = \arcsin \frac{l_1 \left\{ -l_1 + [(b - R(1 - \cos \theta)) \sin \gamma + (l_1 + R \cdot \sin \theta) \cdot \cos \gamma] - l_6(l_6 - a) - R[(R - b)(1 - \cos \theta) + l_1 \cdot \sin \theta] \right\}}{l_6 \sqrt{[b - R \cdot (1 - \cos \theta) - l_1 \cdot \sin \gamma]^2 + (l_6 - a)^2}} + \arctan \frac{l_6 - a}{b - R \cdot (1 - \cos \theta) - l_1 \cdot \sin \gamma}; \quad (11)$$

$$\delta_n = \arcsin \left(\frac{l_1 \cdot \left\{ [-l_1 + (b - R(1 - \cos \theta)) \sin \gamma + (l_1 - R \cdot \sin \theta) \cdot \cos \gamma] - R[(R - b)(1 - \cos \theta) - l_1 \cdot \sin \theta] - l_6(l_6 - a) \right\}}{l_6 \cdot \sqrt{[b - R(1 - \cos \theta) - l_1 \cdot \sin \gamma]^2 + (l_6 - a)^2}} \right) + \arctan \frac{l_6 - a}{b - R(1 - \cos \theta) - l_1 \cdot \sin \gamma}. \quad (12)$$

Значення кута δ_n кермового приводу з розрізною поздовжньою тягою для лівого повороту керованих коліс і ходу відбою та стиску визначали за формулами відповідно:

$$\delta_n = \arcsin \frac{l_6 \cdot (l_6 + n) + l_4 \cdot [(c - R) \cdot \sin(\beta - \beta') + l_4(1 - \cos(\beta - \beta'))] - R[c - R - l_4 \cdot (1 - \cos(\beta - \beta')) \cdot \sin \theta - (c - R + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')) \cos \theta]}{l_6 \cdot \sqrt{[c - R(1 - \cos \theta) + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')]^2 + (l_6 + n)^2}} - \arctan \frac{l_6 + n}{c - R(1 - \cos \theta) + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')}; \quad (13)$$

$$\delta_n = \arcsin \frac{l_6 \cdot (l_6 + n) + l_4 \cdot [(c - R) \cdot \sin(\beta - \beta') + l_4(1 - \cos(\beta - \beta'))] - R \cdot [c - R + l_4 \cdot (1 - \cos(\beta - \beta')) \cdot \sin \theta - (c - R + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')) \cdot \cos \theta]}{l_6 \cdot \sqrt{[c - R(1 - \cos \theta) + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')]^2 + (l_6 + n)^2}} - \arctan \frac{l_6 + n}{c - R(1 - \cos \theta) + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')}. \quad (14)$$

Механічне перенесення кінематичних схем кермового приводу та передньої підвіски з класичних передньомоторних безкапотних вантажівок (з двигуном над передньою віссю) на шасі автобуса призвело до значного видовження поздовжньої тяги 2 (рис. 4, а). Гальмівні випробування цього автобуса показали негативні результати. Наприклад, під час випробувань шасі з однією поздовжньою кермовою тягою при швидкості 20 км/год відведення передніх коліс вліво становило 0,2 м; при 30 км/год – 0,5 м; при 50 км/год – 1 м. Причиною була значна неузгодженість кінематики кермового приводу та підвіски.

Результати випробувань вимагали внесення змін у кінематику кермового приводу та підвіски. Тому виникла необхідність оцінити, наскільки неузгоджувались траєкторії руху двох ланок кульового шарніра $B-B_1$ (рис. 4, а) – поздовжньої тяги 2 (B) і лівого поворотного кулака 5 (B_1) при деформації ресор під час прямолінійного руху автобуса. В цьому випадку сошка перебувала в середньому умовно нерухомому положенні, а поздовжня тяга в разі деформації ресор, зумовленої нерівністю дороги, поверталась по радіусу R навколо кульового пальця сошки (точка E). Приведемо цей радіус до вертикальної площини XOZ , яка проходить через точку E і паралельна до поздовжньої осі автобуса.

Точка B (рис. 4, а) тяги 2 переміщається по дузі радіуса R навколо точки E . Значення абсциси точки B , коли вона перейшла в положення Q , визначаємо як $x = EB - EW$ або

$$x = R - \sqrt{R^2 - t^2} \quad (17)$$

Задаючи числові значення t ординат точки B тяги через кожні 10 мм і підставляючи їх у формулу (17) визначаємо відповідні абсциси на дузі радіуса $R = 1265$ мм. За координатами одержаних точок побудований графік 1 (рис.4,а).

Розрахуємо також траєкторію кульового шарніра поворотного кулака для випадку уявно від'єднаної від нього поздовжньої тяги. Положення точки B_1 пов'язано з деформацією ресори. Прив'яжемо цю точку до нейтральної лінії корінного листа ресори через відрізок $B_1 B_0$. Точка B_0 лежить на нейтральній осі корінного листа довжиною L . З достатньою для практики точністю приймемо, що нейтральна лінія корінного листа ресори є дугою кола радіусом R_1 при вертикальному навантаженні від нуля до максимуму. Знехтуємо також дуже малим зміщенням точок B_0 і B_1 у вертикальному напрямку (вздовж осі OZ), зумовленим зміщенням центра вушка ресори, яке з'єднане з сергою. Це означає, що центр цього вушка переміщається лише горизонтально паралельно осі OX . Таким чином, значення абсциси x_1 точки B_0 визначаємо за формулою:

$$x_1 = 2 \cdot p \cdot R_1 \frac{\arcsin \frac{L}{2R_1}}{360} \frac{L}{2} \quad (18)$$

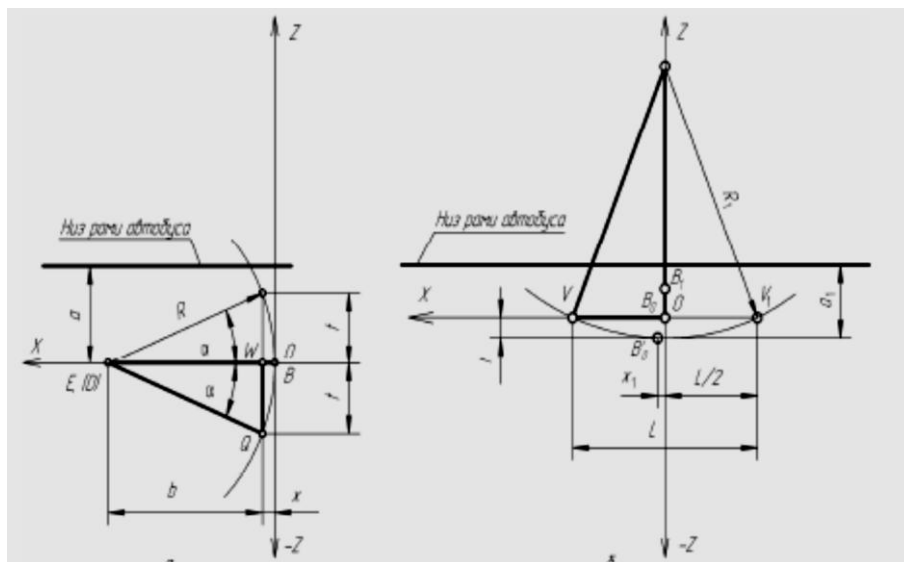


Рисунок 5 Розрахункові схеми: а – для визначення траєкторії точки В поздовжньої тяги 2; б – для визначення траєкторії точки В₁ кульового шарніру лівого поворотного кулака 5, VB₀V₁ – корінний лист ресори у випрямленому положенні, VB'₀V₁ – у зігнутому положенні

Відлік починаємо від випрямленого корінного листа VB₀V₁, який рухаючись вниз, викривляється по дузі змінного радіуса R_1 , що постійно зменшується з переміщенням ресори вниз або вгору. Формула (18) описує також траєкторію точки B_1 , якщо довжина B_1B_0 значно менша за L . Задаючись значеннями ординати точки B_0 через кожні 10 мм, знайдемо відповідні значення абсцис x_1 , використавши формулу (18). Отримані результати справедливі також для точки B_1 , для якої побудуємо графік 2 (рис. 5, а). Вони свідчать про значні розходження траєкторії точки B (рис. 5, а) поздовжньої тяги 2 і траєкторії точки B_1 кульового шарніру лівого поворотного кулака. При значеннях $Z=\pm 100$ мм розходження Δx траєкторій становить 6 мм. Таке розходження й зумовило негативні результати при випробуваннях.

Розрахункова схема підвіски наведена на рис. 6.

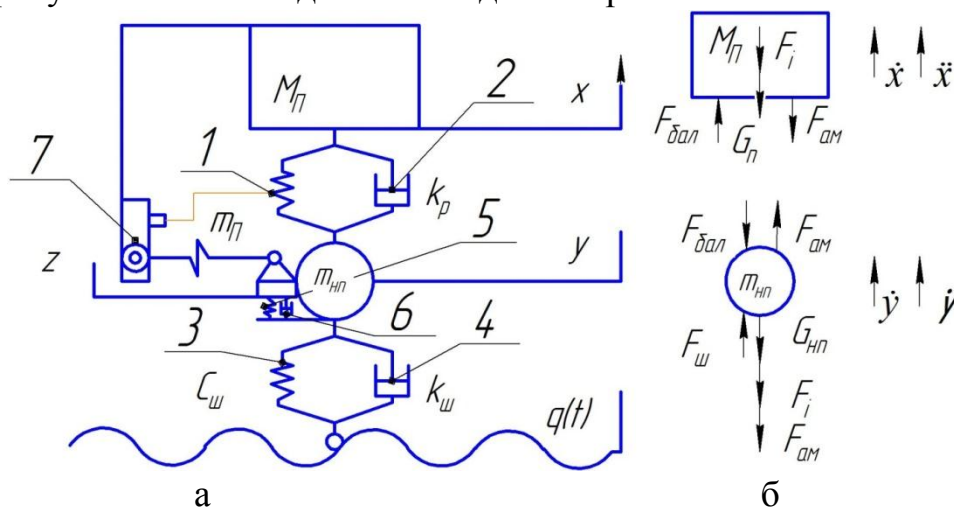


Рисунок 6 Розрахункова схема підвіски з пружнодемпіруючим приводом регулятора рівня підлоги

Рух системи розглядалося в інерціальній системі координат, пов'язаної із землею. Координату X будемо відраховувати від положення статичної рівноваги підресореною маси $M_{пн}$, а координату Y - від положення статичної рівноваги непідресореної маси $m_{нпн}$. Система рухається під дією кінематичного збурення, обумовленого мікропрофіль дороги, який описується функцією:

$$q=q(t), \quad (19)$$

де t – час, с.

Для дослідження коливальної системи було застосовано принцип Даламбера. Рівняння, що описують дану систему, приймуть вигляд (рис. 6, б):

$$\begin{cases} -F_{in} - G_n + F_{вал} - F_{ам} = 0; \\ -F_{инн} - G_{нн} - F_{вал} + F_{ам} - F_{амш} + F_{ш} = 0. \end{cases} \quad (20)$$

Тут: F_{in} – сила інерції підресореною маси; G_n – сила тяжіння підресореною маси; $F_{вал}$ – сила, створювана пружним елементом; $F_{ам}$ – сила, створювана амортизатором; $F_{инн}$ – сила інерції непідресореної маси; $G_{нн}$ – сила тяжіння непідресореної маси; $F_{амш}$ – сила, що імітує амортизуючі властивості шини; $F_{ш}$ – сила, що імітує пружні властивості шини.

Характеристика пружного елемента була представлена трьома ділянками. Значення зусилля в підвісці по ділянкам характеристики:

$$F(h) = \begin{cases} P \cdot S(h) + c_{сж} \cdot (h_{сж} - h) \text{ при } h \leq h_{сж}; \\ P \cdot S(h) \text{ при } h_{сж} < h \leq h_{отб}; \\ P \cdot S(h) + c_{отб} \cdot (h - h_{отб}) \text{ при } h \geq h_{отб}. \end{cases}, \quad (21)$$

де $h = X - Y$ – поточне значення висоти пневмобалона, $c_{сж}$ – жорсткість гумового буфера стиску, $c_{отб}$ – жорсткість гумового буфера відбою; P – тиск у пневмобалонах; $S(h)$ – ефективна площа пневмобалона залежно від деформації h . Тиск повітря визначалося з рівняння Менделєєва-Клапейрона.

Характеристика амортизатора прийнята лінійною, несиметричною, що є загальноприйнятим допущенням в теорії підресорювання. Тоді сила опору амортизатора визначається по залежності:

$$F_{ам} \left(\frac{dx}{dt} \cdot \frac{dy}{dt} \right) = \begin{cases} k_{отб} \cdot \left(\frac{dx}{dt} \cdot \frac{dy}{dt} \right) \text{ при } \frac{dx}{dt} \geq \frac{dy}{dt}; \\ k_{сж} \cdot \left(\frac{dx}{dt} \cdot \frac{dy}{dt} \right) \text{ при } \frac{dx}{dt} < \frac{dy}{dt} \end{cases}, \quad (22)$$

де $k_{отб}$, $k_{сж}$ – коефіцієнт опору амортизатора відповідно при відбої і при стисканні. Коефіцієнти визначалися методом енергетичної лінеаризації.

Пружна характеристика шини складалася з трьох ділянок і описувалася наступною залежністю:

$$F_{uu}(y, q) = \begin{cases} 0 & \text{при } (y-q) > f_{u_0}; \\ c_{uu} \cdot (f_{u_0} - (y-q)) & \text{при } f_{u_0} \leq (y-q) \leq f_{u_0} \\ c_{uu} \cdot (f_{u_0} - f_{uu}) + c_{об} \cdot (f_{uu} - (y-q)) & \text{при } (y-q) < f_{uu} \end{cases}, \quad (23)$$

де f – початкова деформація шини; q – висота нерівностей дороги; c_{uu} – жорсткість шини, $f_{u_{max}}$ – мінімальна висота шини до упору в обід колеса, $c_{об}$ – жорсткість обода колеса. Таке уявлення пружною характеристики шини дозволяє враховувати відрив колеса від дороги. Амортизуючі властивості шини імітуються силою, пропорційної швидкості деформації шини:

$$F_{аму} \left(\frac{dy}{dt}, \frac{dq}{dt} \right) = k_{uu} \left(\frac{dy}{dt} - \frac{dq}{dt} \right) \text{ при } (y-q) < f_{u_0} \quad (24)$$

де k_{uu} – коефіцієнт демпфірування шини.

Сили інерції підресореною F_{in} і непідресореною $F_{инн}$ мас:

$$F_{in} = m_{II} \cdot \frac{d^2 \cdot x}{dt^2}; \quad F_{инн} = m_{III} \cdot \frac{d^2 \cdot y}{dt^2} \quad (25)$$

Рішення системи рівнянь здійснювалося чисельним методом Рунге-Кутти другого порядку.

Після підстановки цих виразів в систему отримаємо:

$$\begin{cases} -m_{II} \cdot \frac{d^2 \cdot x}{dt^2} - m_{II} \cdot g - F(x, y, T) + F_{AM} \left(\frac{dx}{dt}, \frac{dy}{dt} \right) = 0 \\ -m_{III} \cdot \frac{d^2 \cdot y}{dt^2} - m_{III} \cdot g - F(x, y, T) + F_{AM} \left(\frac{dx}{dt}, \frac{dy}{dt} \right) + F_{uu}(y, q(t)) - F_{AMIII} \left(\frac{dy}{dt}, \frac{dq(t)}{dt} \right) = 0 \\ \frac{dT}{dt} = \frac{1}{G \cdot G_v} \left[k_t \cdot \frac{S}{b} \cdot (T - T_{нар}) - P \cdot \frac{dV}{d(x-y)} \cdot \frac{d(x-y)}{dt} \right] \end{cases} \quad (26)$$

Розрахунок проводився для пневматичної підвіски автобуса. Нерівності дороги були задані синусоїдальним профілем. Результати розрахунку коливань підресореною маси наведені на рисунку 7.

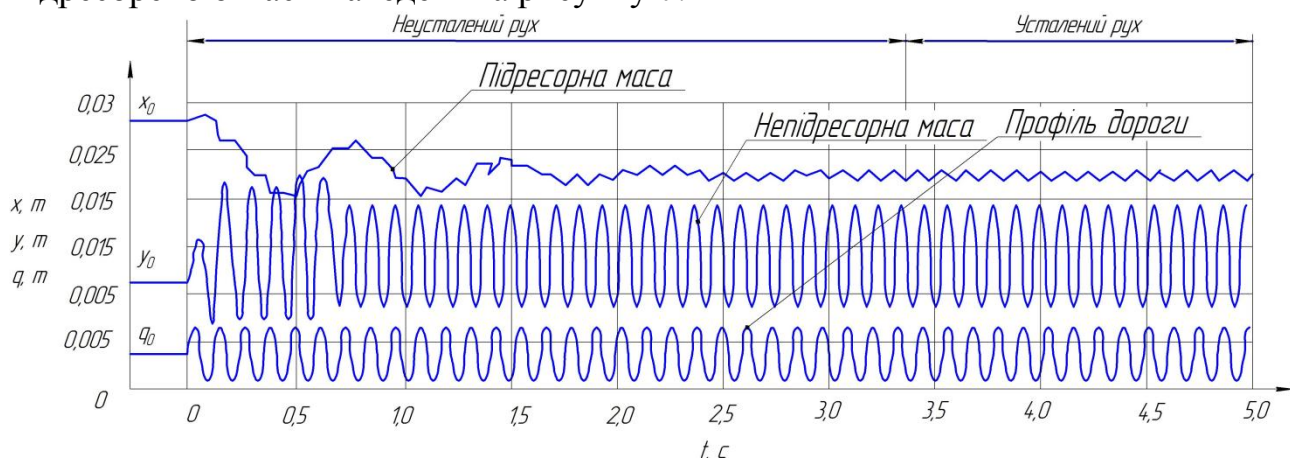


Рисунок 7 Розрахункова осцилограма коливань підресореною і непідресореною мас автобуса при синусоїдальному кінематичному збудженні

З рисунка видно, що на початку руху коливання обумовлені двома гармонійними складовими: коливаннями підвіски з власною частотою, і з частотою обурення від нерівностей дороги. У міру загасання низькочастотної гармоніки, обумовленої власною частотою підвіски, коливання переходять в режим усталеного руху. При цьому підресорена маса здійснює коливання з частотою обурює впливу, а ДН швидко зміщується вниз, зменшуючи динамічний хід підвіски. Пробій підвіски визначається по коливаннях висоти пневматичного балона (рис.8).

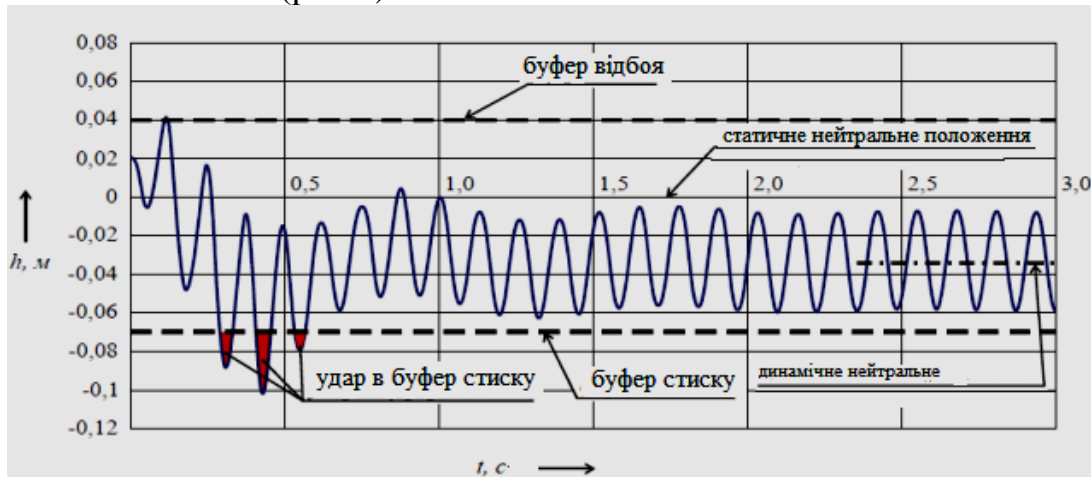


Рисунок 8 Коливання підвіски автобуса з ударами в буфер стиснення (з пробоями в буфер стиснення)

Відрив колеса від дороги визначався по рівності нулю значення сили шини.

Розглянуто пружно демпфуючий привід регулятора. Відповідно до розрахункової схемою (рис.2, а), математична модель підвіски транспортного засобу з пружнодемфруючий приводом регулятора рівня підлоги може бути представлена у вигляді такої лінійної системи диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} M_{\pi} \ddot{x} + k_p (\dot{x} - \dot{y}) + c_p (x - y) = 0; \\ m_{\text{шн}} \ddot{y} + k_{\text{шн}} (\dot{y} - \dot{q}) + c_{\text{шн}} (\dot{y} - \dot{q}) - k_p (\dot{x} - \dot{y}) - c_p (x - y) - k_{\pi} (\dot{z} - \dot{y}) - c_{\pi} (z - y) = 0; \\ m_{\pi} \ddot{z} + k_{\pi} (\dot{z} - \dot{y}) + c_{\pi} (z - y) = 0. \end{cases} \quad (27)$$

В результаті рішення системи отримана формула для розрахунку АЧХ відносних коливань між підресореною масою і масою регулятора:

$$\frac{z_0}{x_0} = \frac{\sqrt{(1 - 2\psi_p t_p 2\psi_{\pi} t_{\pi} - t_p^2)^2 + (2\psi_p t_p + 2\psi_{\pi} t_{\pi} - 2\psi_{\pi} t_p t_{\pi}^2)^2}}{\sqrt{(1 - 2\psi_p t_p 2\psi_{\pi} t_{\pi} - t_{\pi}^2)^2 + (2\psi_p t_p + 2\psi_{\pi} t_{\pi} - 2\psi_p t_p t_{\pi}^2)^2}}, \quad (28)$$

де

$$\psi_p = \frac{k_p}{2\sqrt{c_p M_{\pi}}}, \quad t_p = \omega \cdot \sqrt{\frac{M_{\pi}}{c_p}}, \quad \psi_{\pi} = \frac{k_{\pi}}{2\sqrt{c_{\pi} m_{\pi}}}, \quad t_{\pi} = \omega \cdot \sqrt{\frac{m_{\pi}}{c_{\pi}}}. \quad (29)$$

Експериментальним дослідженням регуляторів рівня підлоги. Метою дорожніх випробувань була перевірка теоретичних передумов про вплив РУП на параметри коливань підресореною і непідресореної мас і зсув ДН. Для цього проводився запис коливань пневмопідвіски з серійними і з удосконаленими регуляторами. Для проведення експериментів був створений контрольно-

вимірювальний комплекс. Типові осцилограми коливань ДН передньої і задньої підвісок при русі автобуса з серійним РУП показані на рис. 8, а з удосконаленим – на рис. 9.

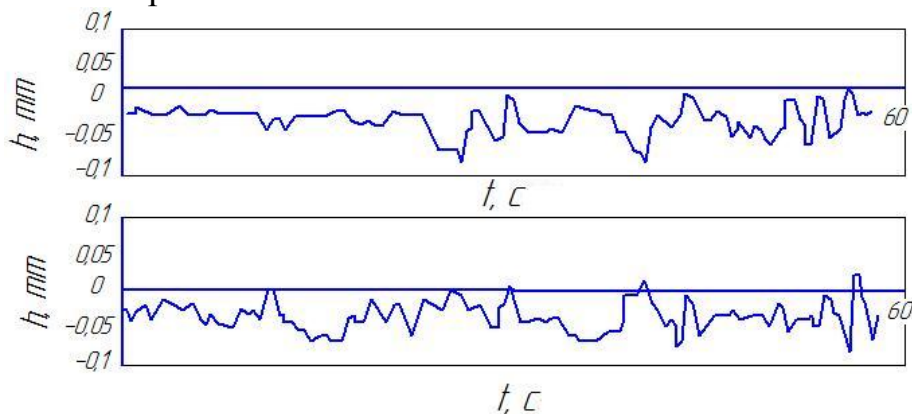


Рисунок 9 Осцилограми коливань підвіски автобуса з серійним регулятором рівня підлоги

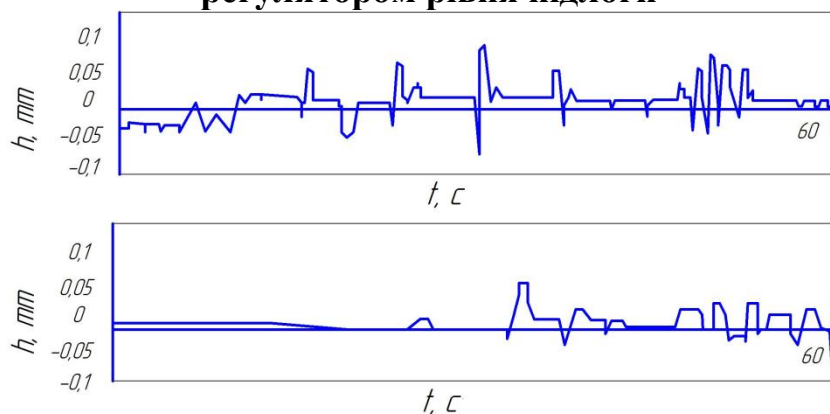


Рисунок 10 Осцилограма коливань підвіски автобуса

Як видно з порівняння отриманих осцилограм (рис.8 і 9), вдосконалений регулятор забезпечує значно більш стабільне положення ДН трохи вище статичного, а серійний регулятор дестабілізує становище ДН і зміщує її вниз.

Порівняння результатів експериментальних і теоретичних досліджень показали їх задовільну збіжність. Наприклад, в зоні першого резонансного сплеску амплітудно-частотної характеристики похибка склала 6...11%, що доводить адекватність розробленої математичної моделі.

Висновки

1. Недосконалість характеристик РУП, які визначаються його конструктивними параметрами, викликає в типових умовах експлуатації ТЗ зміщення вниз динамічної нейтралі (ДН), що призводить до частих пробоїв підвіски, знижує плавність хід, зменшує термін служби кузова та інших агрегатів, погіршує комфортність пасажирів, прискорює знос доріг і не дозволяють знизити рівень підлоги автобуса.

2. Розроблено теоретичні передумови вдосконалення конструкційних параметрів РУП пневматичної підвіски ТЗ, що включають математичну модель регульованої пневматичної підвіски з пружнодемпфуючим приводом РУП, що враховує відвід тепла через стінки пневмобалонів, відрив колеса від дороги і пробої підвіски. Удосконалення конструктивних параметрів РУП, полягає у

визначенні закону зміни його прохідних перетинів по куту повороту важеля, при якому в процесі русі ТЗ він стабілізує положення ДН, тобто компенсує її зниження, обумовлене несиметричною характеристикою амортизаторів, і одночасно зменшує витрату повітря підвіскою.

3. Розроблено методику, яка дозволяє на стадії проектування оцінити вплив конструктивних параметрів РУП положення ДН підвіски і визначити раціональні значення цих параметрів, що забезпечують стабілізацію ДН в умовах експлуатації. Застосування розробленої методики при проектуванні пневматичної підвіски дозволяє більш точно визначити необхідний динамічний хід підвіски, зменшити ймовірність пробую підвіски і знизити рівень підлоги автобуса на 5...10%.

4. Розроблені рекомендації щодо вдосконалення конструктивних параметрів РУП і використанню пружнодемпфуючого приводу РУП, дозволяють підвищити ресурс РУП на 30%,

5. Сухе тертя в регуляторі впливає на точність регулювання і повинно бути мінімальним. Частота власних коливань пружнодемпфіруючого приводу РУП вибирається в міжрезонансній зоні (близько 3 Гц), причому, чим більше сухе тертя, тим вище повинна бути власна частота.

6. Результати проведених стендових і дорожніх експериментальних досліджень задовільно узгоджуються з результатами розрахунків, виконаних з використанням розробленої математичної моделі. Похибка розрахунків відхилення ДН в зоні першого резонансного сплеску амплітудно-частотної характеристики, становить 6...11%.

Література

1. Аулін В.В., Замота Т.Н. Повышение качества приработки сферических трибосопряжений гидроагрегатов электрохимико-механическим методом. Трение и смазка в машинах и механизмах, 2015. – №5. – С.19-22.

2. Аулін В.В., Чернай А.Є. Підвищення експлуатаційної надійності та безпеки руху автобуса БАЗ 08110. Матеріали VIII міжн. наук.-практ. конф. "Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту", 19-21 жовтня 2015 року: зб. наук. праць. / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та ін.]. – Вінниця: ВНТУ, 2015. – С. 32-34.

3. Аулін В.В., Гупка Б.В., Гупка А.В., Гриньків А.В. Методика дослідження перехідних процесів в зоні фрикційного контакту важконавантажених пар тертя сільськогосподарських машин. Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 17–18 листоп. 2016) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ТНТУ, 2016. – С.93-94.

4. Аулін В.В., Губка А.Б., Ткаченко А.Б. Вдосконалення методів контролю гальмівних властивостей автомобілів. Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. Молодих учених та

студентів, (Тернопіль, 17–18 листоп. 2016) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. – Тернопіль: ТНТУ, 2016. – С.97-98.

5. Аулін В.В., Чернай А.Є. Шляхи розв'язання проблеми підвищення надійності гідравлічних систем з золотниковим механізмом мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки. Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 17–18 листоп. 2016) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. – Тернопіль: ТНТУ, 2016. – С.99-100.

6. Аулін В.В., Чернай А.Є., Замота Т.М. Шляхи розв'язання проблеми підвищення ресурсу золотникового гідророзподільника мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки. Збірник тез III Всеукраїнської науково-практичної конференції "Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу с-х машин і знарядь". 29-30 березня 2017р. Житомир: Житомирський агротехнічний коледж, 2017.– С. 236-237.

7. Аулін В.В., Чернай А.Є., Замота Т.М. Підвищення довговічності золотникового гідророзподільника МСГТ та АТТ триботехнологіями припрацювання і відновлення. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2017. – №8. – С. 121-126.

8. Аулін В.В., Чернай А.Є., Замота Т.М., Герук С.Н. Обеспечение приработки основных сопряжений гидроагрегатов. Техническое обеспечение инновационных технологии в сельском хозяйстве: сборник научных статей Международной научно-практической конференции (Минск, 22-24 ноября 2017 года) / редкол.: В.П., Чеботарев [и др.]. - Минск: БГАТУ, 2017. - С. 267-269.

9. Аулін В.В., Чернай А.Є., Замота Т.М. Аналіз причин виходу з ладу золотникових механізмів гідроагрегатів. Матеріали XI Міжнародної науково-практичної конференції. Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки. – Кропивницький: ЦНТУ, 2017. – С. 243-244.

10. Аулін В.В., Чернай А.Є., Замота Т.М. Повышение надежности гидроагрегатов приработкой их основных сопряжений. Зб. тез доповідей V Міжнародної науково-технічної конференції "Крамаровські читання" 22-23 лют. 2018 р., м. Київ / НУБіП. – К.: Видавничий центр НУБіП України, 2018. – С. 121-124.

11. Аулін В.В., Сандул В.В., Маковкін О.М. Методи підвищення експлуатаційної надійності елементів ходової частини автомобіля. Збірник наукових матеріалів міжнародної науково-практичної інтернет-конференції: "Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту", ЦНТУ м.Кропивницький, Україна, 14-15 листопада 2018 року. Кропивницький. 2018. С.207-211.

12. Аулін В.В., Гриньків А.В., Замота Т.М. Характерные отказы и структура диагностической информации о техническом состоянии автомобилей Nissan X-trail. Зб. наук. матеріалів міжнар. науково-практичної інтернет-конференції: "Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування

автомобільного транспорту", ЦНТУ м.Кропивницький, Україна, 14-15 листопада 2018 року. Кропивницький. 2018. С.256-264.

13. Аулін В.В., Гриньків А.В., Замота Т.М., Караїчев А.А., Кириченко Є.О. Пути улучшения современной системы диагностирования автомобилей. Матеріали 1ої Міжнародної науково-практичної конференції "Підвищення надійності машин і обладнання. Increase of Machine and Equipment Reliability", 17-19 квітня 2019 р. – Кропивницький : ЦНТУ, 2019. – С.218-223.

14. Аулін В.В., Гриньків А.В. Метод визначення тенденцій зміни технічного стану засобів транспорту з використанням критеріїв статистичної інформативності та відносної чутливості. Зб. тез доповідей V Міжнародної науково-технічної конференції "Крамаровські читання" 22-23 лют. 2018 р., м. Київ / НУБіП. – К.: Видавничий центр НУБіП України, 2018. С. 132-135.

15. Аулін В.В., Голуб Д.В., Гриньків А.В., Лисенко С.В. Методологічне обґрунтування дослідження та розв'язання проблеми надійності функціонування транспортних систем/ Матеріали XI Міжнародної науково-практичної конференції. Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки. – Кропивницький: ЦНТУ, 2017. – С.

16. Аулін В.В., Гриньків А.В. Реалізація удосконалення стратегії технічної експлуатації засобів транспорту та її техніко-економічна оцінка. Актуальні задачі сучасних технологій. Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів, (Тернопіль, 16–17 листопада 2017 р.). Том III. – Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2017. – С.12-13.