

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

МІСЬКО ЄВГЕН МИХАЙЛОВИЧ

УДК 629.113

ДИСЕРТАЦІЯ

ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПОВОРОТКОСТІ ТА СТІЙКОСТІ РУХУ
ЗЧЛЕНОВАНОГО МІСЬКОГО АВТОБУСА ОСОБЛИВО ВЕЛИКОГО КЛАСУ

Спеціальність: 05.22.02 – «Автомобілі та трактори»

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

_____Є.М. Місько

Науковий керівник –
Сахно Володимир Прохорович
доктор технічних наук, професор

Ідентичність усіх примірників дисертації
Засвідчую
Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради Д 26.059.03
_____С.В. Ковбасенко

Київ – 2020

АНОТАЦІЯ

Місько Є.М. Поліпшення показників повороткості та стійкості руху зчленованого міського автобуса особливо великого класу. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – «Автомобілі та трактори» – Національний транспортний університет, Київ, 2020.

Актуальність роботи. Однією з головних проблем сучасного великого міста є глобальна криза нормального функціонування міського середовища внаслідок структурного росту рівня автомобілізації, перенасичення дорожньо-вуличної мережі транспортними потоками. Це приводить до різкого погіршення показників транспортного обслуговування населення, виникненню транспортних заторів, росту рівня шуму і забруднення повітряного басейну, практичного падіння швидкості пересування, зростанню енергетичних витрат, збільшенню числа жертв дорожньо-транспортних подій. Одним із шляхів вирішення цієї проблеми є застосування сучасних автобусів особливо великого класу, ефективність використання яких залежить від їх здатності вписуватися в необхідну смугу руху і можливості не створювати перешкоди для транспортного потоку. Вирішення цієї проблеми реалізується за рахунок вибору відповідних компоувальних схем приводу ведучих осей, а також застосування керованих коліс причіпної секції. Вибір, аналіз і обґрунтування оптимальних конструктивних параметрів автобуса і причіпної секції є першочерговим завданням маневреності зчленованих міських автобусів.

Усі подальші дослідження та аналіз проводились на основі двох перспективних автобусів особливо великого класу, зокрема ЛАЗ-А291 вітчизняного виробництва та імпортного МАЗ-205. Дані зразки мають практичне повне співпадіння по масово-геометричним параметрам та відповідають високим сучасним вимогам по безпеці та комфорту для пасажирів, але мають певні відмінності, зокрема у розташуванні ведучої осі.

Зважаючи на велику кількість робіт у даному напрямку, в дисертаційній роботі детально розглянуто питання маневреності і стійкості руху зчленованого автобуса (у подальшому автопоїзда) з урахуванням можливого прикладання тягового зусилля до різних його осей, а також перерозподілу **навантажень** по бортам і осям автобуса і причіпної секції за різних варіантів їх завантаження пасажирями. Для аналізу поведінки автопоїзда було проведено удосконалення моделі його руху від простої лінійної одноколіїної до двоколіїної нелінійної з подальшим доповненням у наступних кроках. На кожному етапі удосконалення моделі проводились порівняння та аналіз контрольної групи параметрів (повороткості та складання) для автопоїздів, що розглядаються.

За результатами теоретичних досліджень на математичних моделях різного ступеня складності було доведено вплив варіанту прикладання тягового зусилля або на другій осі автобуса, або на осі причіпної секції на параметри повороткості та складання автопоїзда.

Запропоновано методику ідентифікації жорсткісних та демпфуючих **властивостей** підвіски коліс автобуса і причіпної секції. На основі отриманих параметрів була створена математична модель коливання колеса з урахуванням відповідних дисипацій, що в свою чергу дозволило **удосконалити** двоколіїну математичну модель руху автопоїзда до просторової, з урахуванням вертикальних коливань коліс усіх його осей. Це дало можливість врахувати зміну вертикальних навантажень зі зміною бічних сил відведення і їх вплив на зміну повороткості автопоїзда.

З метою перевірки адекватності математичної моделі реальному прототипу було проведено ряд експериментальних досліджень на базі автобусного парку №6 ККПДГС «Донелектроавтотранс». Об'єктами досліджень були автобуси МАЗ-105, МАЗ-204 та ЛАЗ А291, 2008...2012 років випуску.

За результатами проведених експериментальних досліджень встановлено, що запропонована просторова математична модель відповідає характеру руху реального автопоїзда.

За результатами дисертаційної роботи встановлено наступне.

1. Розроблені математичні моделі зчленованого автобуса різного ступеню складності за двох варіантів прикладання тягових зусиль або на другій осі першої ланки, або на осі другої ланки. Встановлена спадкоємність послідовності низки уточнень моделі від лінійної плоскої до двоколісної просторової з урахуванням вертикальних коливань і перерозподілу вертикальних навантажень та відповідною корекцією коефіцієнтів опору відведення коліс осей автобуса. Показано, що до кута повороту керованих коліс автобуса до $\theta = 0,2$ рад можна користуватися простою лінійною моделлю, а при більших значеннях θ бажано використовувати просторову модель, яка звужує області стійкості для попередніх моделей.

2. Проведена верифікація нелінійної моделі на різних рівнях та порівняння нелінійної з лінійною моделями за параметрам складання і поворотності з урахуванням точки прикладання тягових зусиль ($X_2 \neq 0$ та $X_2 = 0$). У випадку $X_2 \neq 0$ – ведуча перша ланка, характер поворотності змінюється від надлишкової до недостатньої при достатньо великих значеннях бокового прискорення центра мас першої ланки автопоїзда, та має місце збереження стійкості на всій кривій поворотності при вибраних в роботі значеннях конструктивних параметрів прототипу; у випадку $X_3 \neq 0$ – ведуча друга ланка, характер надлишкової поворотності має тенденцію до збільшення при зростанні бокових прискорень. При цьому встановлені межі втрати дивергентної стійкості моделі, які відбуваються в межах бокового прискорення $A_y = 0,4$.

3. Отримані рівняння поворотності та кута складання, аналітичні співвідношенням яких визначають множину стаціонарних станів в залежності від параметру поздовжньої швидкості та кута повороту керованих коліс автобуса. За малих значень кута повороту та поздовжньої швидкості зчленованого автобуса відповідні характеристики лінійної і нелінійної моделей співпадають, що свідчить про відсутність внутрішнього протиріччя у цих моделях.

4. Порівняльний аналіз двох варіантів прикладання тягових зусиль або до другої осі першої ланки, або до осі другої ланки приводить до однозначного

висновку про більш раціональну схему, яка відповідає випадку $X_2 \neq 0$, як з точки зору повороткості і стійкості, так і реалізації меншого габаритного коридору за стаціонарних кругових рухів.

5. На основі узагальненої математичної моделі просторового руху зчленованого автобуса встановлена раціональна схема реалізації тягових зусиль на другій осі першої ланки, яка дозволяє зменшити мінімальні радіуси повороту на 10-20% та підвищити стійкість та маневреність автобуса у неусталених режимах руху.

6. Встановлені найбільш сприятливі варіанти завантаження автобуса, які підвищують його маневреність та стійкість руху. Найкращим в плані стійкості є варіант прикладання зусилля до другої осі першої ланки та абсолютно порожнього автопоїзда. Найгіршим – варіант повного завантаження та прикладання тягового зусилля до осі другої ланки. Так, при виконанні маневру «європейське коло» за умови $X_2 \neq 0$ та повній масі зчленованого автобуса стійкість такого варіанту зберігається до швидкості $v=5,3$ м/с, у той час як у випадку прикладання тягового зусилля до осі другої ланки автопоїзда та повного його завантаження максимальна швидкість зменшується до значення $v=3,7$ м/с.

7. Проведеними експериментальними дослідженнями підтверджена адекватність розроблених математичних моделей автобуса різного ступеня складності. Так, максимальні відхилення експериментальних і розрахункових даних по куту крену, галопуванню і тангажу, а також кута складання при виконанні різних маневрів не перевищували 5^0 . Максимальні відхилення траєкторії другої ланки автобуса від першої не перевищили 6,3% від його колії.

8. Рекомендації щодо покращання показників маневреності і стійкості зчленованих автобусів особливо великого класу шляхом вибору оптимальних конструктивних параметрів автобуса і причепа прийняті до використання відділом конструкторських розробок та науково-технічних експертиз ДП «ДержавтотрансНДІпроект» при розробці перспективних транспортних засобів для перевезення пасажирів у великих містах.

Наукова новизна одержаних результатів:

вперше виконана верифікація нелінійної моделі зчленованого автобуса на різних рівнях та проведено її порівняння з лінійними моделями різного ступеня складності. Показано, що за малих значень кута повороту та поздовжньої швидкості зчленованого автобуса відповідні характеристики лінійної і нелінійної моделей співпадають, що свідчить про внутрішнє протиріччя у цих моделях;

удосконалено математичну модель зчленованого автобуса за допомогою якої встановлено, що у випадку прикладання тягового зусилля до другої осі першої ланки $X_2 \neq 0$ повороткість змінюється від надлишкової до недостатньої при достатньо великих значеннях бокового прискорення центра мас першої ланки, у той час як у випадку $X_3 \neq 0$ – ведуча друга ланка, надлишкова повороткість має тенденцію до збільшення при зростанні бокових прискорень. При цьому встановлені межі втрати дивергентної стійкості моделі, які відбуваються за величини бокового прискорення $A_y = 0,4$.

Отримав подальший розвиток порівняльний аналіз двох варіантів прикладання тягових зусиль або до другої осі першої ланки, або до осі другої ланки, що приводить до однозначного висновку про більш раціональну схему, яка відповідає випадку $X_2 \neq 0$, як з точки зору повороткості і стійкості, так і реалізації меншого габаритного коридору за стаціонарних кругових рухів

Практичне значення одержаних результатів.

Встановлена раціональна схема реалізації тягових зусиль на осях ланок зчленованого автобуса. Розглянуті найбільш сприятливі варіанти завантаження автобуса, які підвищують його маневреність та стійкість руху. Розроблені рекомендації щодо покращання показників маневреності і стійкості зчленованих автобусів особливо великого класу шляхом вибору оптимальних конструктивних параметрів автобуса.

Ключові слова: міський автобус особливо великого класу, маневреність, повороткість, курсова стійкість, вертикальні коливання, автопоїзд, кут складання, коефіцієнт бічного відведення..

Список публікацій здобувача.

Публікації у наукових фахових виданнях України.

1. Місько Є.М. Ідентифікація параметра демпфірування пневмодпідвіски міського автобуса / Є.М. Місько // Вісник ХНАДУ. – Харків.: ХНАДУ, 2016. – Вип. 74., С 106-109;
2. Мисько Е.М. Исследование жесткостных характеристик подвески городского автобуса МАЗ-105. / Е.М. Мисько // Вестник ДААТ. – Донецк.: ДААТ, 2014. – Вып. 2-3., С. 68-72;
3. Сахно В.П. Ідентифікація параметра жорсткості підвіски колісного транспортного засобу / В.П. Сахно, Є.М.Місько // Наукові нотатки. – Луцьк.: ЛНТУ, 2016. Вип 55.,С. 355-359;
4. Бондаренко А. Є. Експериментальне визначення залежностей сил відведення дволанкового автопоїзда / А. Є. Бондаренко, В. Г. Вербицкий, В. Г. Хребет, Є. М. Місько // Науковий журнал "Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті". – Луцьк.: ЛНТУ, 2018 С. 34-37;
5. Вербицкий В.Г. Влияние перераспределения нагрузок по осям на критическую скорость прямолинейного движения автомобиля / В.Г. Вербицкий, Е.М. Мисько // «Вісник Донецької академії автомобільного транспорту». – Донецк.: ДААТ, №2 2009.С. 58-67;
6. Сахно В.П. До порівняльної оцінки триланкових пасажирських автопоїздів за стійкістю руху / В.П. Сахно, І.С. Мурований, В.М. Поляков, Є.М. Місько // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцький НТУ, 2019. - №2(13). – С.146-155;
7. Сахно В.П. До порівняльної оцінки транспортних засобів для міських перевезень пасажирів в системі BRT / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Є.М. Місько, О.Є. Омельницький // Автошляховик України. – 2019, №6, С. 7-11;
8. Сахно В.П. До аналізу конструкцій транспортних засобів для міських перевезень пасажирів / В.П. Сахно, В.В. Біліченко, В.М. Поляков, В.М. Босенко, Є.М. Місько // Вісник машинобудування та транспорту: науковий журнал /

Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет – Вінниця: ВНТУ, № 2(10), 2019. – С. 108-119.

Публікації апробаційного характеру.

9. Місько Є.М. Про можливість використання сучасних сенсорів MEMS як основи для інерційно-навігаційної системи / LXXII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. – К.: НТУ. 2016. С. 43;

10. Місько Є.М. До експериментального визначення залежностей сил відведення дволанкового автопоїзда // V міжнародна науково-технічна конференція «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей». – Луцьк-Світязь.: ЛНТУ. 29.05.18-01.06.18. С. 28;

11. Бондаренко А. Є. Аналіз розподілу тягових зусиль на осях на властивість поворотності дволанкового автопоїзда для стаціонарних кругових режимів / А. Є. Бондаренко, Є. М. Місько // Проблеми розвитку транспорту і логістики: Збірник наукових праць за матеріалами VII-ї Міжнародної науково-практичної конференції, Сєверодонецьк-Одеса, 26-28 квітня 2017 р. – Сєверодонецьк: вид-во Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, 2017. - С. 175-176;

12. Місько Є.М. Визначення коефіцієнта бічного відведення колеса як функції вертикального навантаження / Друга всеукраїнська науково-практична конференція "Автобусобудування та пасажирські перевезення". – Львів.: ЛПІ, 2016. С. 59-61;

13. Бондаренко А. Є. Аналіз поворотності дволанкового автопоїзда в залежності від розподілу тягових зусиль на осях / А. Є. Бондаренко, Є. М. Місько // Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні: матеріали Третьої всеукраїнської міжнародної конференції / Національний університет «Львівська політехніка». - Львів, 2018. - С. 81-84.

ABSTRACT

Misko E.M. Improvement in maneuverability and stability of motion of an articulated urban bus of extra-large class. – Qualification scientific work on the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of candidate of technical Sciences, specialty 05.22.02 – "Automobiles and tractors" – national transport University, Kyiv, 2019.

The relevance of the work. One of the main problem of modern big city is the global crisis, the normal functioning of the urban environment due to structural growth of the level of car ownership, the glut of road and street network traffic flows. This leads to a sharp deterioration of public transport services, traffic congestion, increases in noise and air pollution, practical drop in the speed of movement, increasing energy costs, increasing the number of victims of road traffic accidents. One of the ways to solve this problem is application of modern extra-large buses, the efficiency of which depends on their ability to fit into the desired lane and not to interfere with traffic flow. The solution to this problem is realized by selecting the appropriate layout diagrams drive axles, as well as the use of the steered wheels of the towed section.

Selection, analysis and substantiation of optimal design parameters of the bus and trailer sections is a priority of maneuverability of an articulated city buses.

All further research and analysis were conducted on the basis of two promising extra-large buses, in particular LAZ-A291 of domestic production and imported MAZ-205. These samples have a practical full match mass-geometric parameters and meet the highest modern standards of safety and comfort for passengers, but have certain distinction, in particular in the arrangement of the leading axle.

Due to small number of works in this direction, the thesis were discussed about the maneuverability and stability of motion of the jointed bus (later trains) with the possible application of traction in different axes and redistribution $\ddot{u}$ on the sides and axles of the bus and trailer sections on different options for loading passengers. To analyze the behavior of the train was held improvement of model's movement from the one-sided linear to the nonlinear single-track later added in the following steps. At each stage of

model refinement was carried out comparison and analysis of the control group parameters (maneuverability and assembly) for trucks, which are considered.

According to the results of theoretical research on mathematical models of various complexity has been proven effect of application of traction or the second axis of the bus, or on the axis of the trailer section on the parameters of maneuverability and folding train.

The technique of identifying hard and damping properties of the suspension of the wheels of the bus and trailer section. Based on the obtained parameters, a mathematical model of the oscillations of the wheel taking into account the relevant dissipate, which, in turn, allowed to improve two-track mathematical model of motion of lorry convoy to spatial, taking into account the vertical oscillations of the wheels of all axles. This gave the opportunity to consider the change of vertical loads with changes in lateral forces of withdrawal and their influence on the change in the maneuverability of the road train.

To verify the adequacy of the mathematical model of the real prototype has been conducted a series of experimental studies on the basis of the bus fleet № 6 CCPDS "Nonelectrostatic". The objects of the research were buses MAZ-105, MAZ-204 and LAZ A291, 2008...2012 model years.

According to the results of experimental researches it is established that the proposed spatial mathematical model corresponds to the real nature of the road train.

According to the results of the thesis established the following.

1. The mathematical model of an articulated bus of various degrees of complexity for the two variants of the application of tractive effort or the second axis of the first link, or on the axis of the second link. Established the continuity of the sequence number of refinements of the model from a linear to a spatial flat two-track subject to vertical oscillations, and the redistribution of vertical loads and corresponding correction coefficients of resistance of withdrawal of wheel's axles of the bus. It is shown that the rotation angle of the steered wheels of the bus $\theta = 0,2$ tips we can use a simple linear model, and for large values of θ , it is desirable to use a spatial model, which narrows the region of stability for the previous models.

2. The verification of the nonlinear model at different levels and comparison with linear models nonlinear in the parameters of assembling and turning capacity given the point of application of the traction effort ($X_2 \neq 0$ and $X_3 \neq 0$). In the case of $X_2 \neq 0$ – leading the first link, the nature of the turning capacity changes from excess to lack at sufficiently high values of lateral acceleration of the center of mass of the first link train, and the preservation of stability throughout the curve of the turning capacity for the selected work values of the design parameters of the prototype, in the case $X_3 \neq 0$ – leading the second link, the nature of the excess maneuverability tends to increase with the growth of the lateral acceleration. While limits are set, the divergent buckling patterns that occur within the lateral acceleration $A_y = 0,4$.

3. The resulting equations maneuverability and angle of folding, the analytical ratio of which defines a set of stationary states in the parameter dependence of the longitudinal velocity and the rotation angle of the steered wheels of the bus. At small values of the angle of rotation and the longitudinal velocity of an articulated bus, the corresponding characteristics of linear and nonlinear models coincide, which indicates an internal contradiction in these models.

4. A comparative analysis of two variants of the application of tractive effort or to the second axis of the first link, or to the axis of the second link leads to the unequivocal conclusion that a more rational scheme, which corresponds to the case $X_2 \neq 0$, both of the point of view of maneuverability and stability, and the implementation of smaller dimensional corridor with stationary circular motion.

5. Basing of the generalized mathematical model of spatial motion of an articulated bus installed rational scheme of implementation of the tractive efforts on the second axis of the first link, which allows to reduce the minimum turning radius by 10-20% and increase the stability and maneuverability of the bus in unsettled modes of motion.

6. The most favorable options of the bus was set which increases maneuverability and stability of motion. The best in terms of sustainability is a variant of application of force to the second axle of the first link and completely empty train. The worst case is full loading and the application of traction to the axis of the second link. So, when

performing maneuver "European ring" with the condition $X_2 \neq 0$ and the total mass of an articulated bus resistance this option is saved to the speed of $v=5.3$ m/s, while in the case of application of the tractive force to the axis of the second link of the train and its full load maximum speed is reduced to values of $v=3.7$ m/sec.

7. Experimental research confirmed the adequacy of the developed mathematical models of buses of different degree of complexity. Thus, the maximum deviation of experimental and calculated data for the roll angle, galloping and pitch and angle of folding when you perform different maneuvers does not exceed 50. The maximum deviation of the trajectory of the second link from the first bus did not exceed 6.3% of his way.

8. Recommendations for improved maneuverability and stability of an articulated bus of extra-large class by choosing optimal design parameters of the bus and the trailer taken to the use of the Department of design developments and scientific and technical expertise of GP "Gosavtotransniiproekt" in the development of future vehicles for the transport of passengers in large cities.

Scientific novelty of the results:

In this dissertation verified the non-linear model of an articulated bus on different levels and its comparison with linear models of different complexity. The resulting equations maneuverability and angle of folding, the analytical ratio of which defines a set of stationary States in the parameter dependence of the longitudinal velocity and the rotation angle of the steered wheels. For small values of the steering angle and longitudinal velocity articulated bus, the corresponding characteristics of linear and nonlinear models coincide, which indicates an internal contradiction in these models.

It is established that in the case of the application of traction to a second axle of the first link $X_2 \neq 0$ understeer changes from excess to lack at sufficiently high values of lateral acceleration of the center of mass of the first link, while in the case of $X_3 \neq 0$ – leading second link, oversteer tends to increase with the growth of the lateral acceleration. While limits are set, the divergent buckling of the model that occur due to the magnitude of the lateral acceleration $A_y = 0,4$.

Comparative analysis of two variants of the application of tractive effort or to the second axis of the first link, or to the axis of the second link leads to the unequivocal conclusion that a more rational scheme, which corresponds to the case $X_2 \neq 0$ as terms of maneuverability and stability, and the implementation of smaller dimensional corridor with stationary circular motion.

Practical significance of the obtained results.

Generalized and supplemented by a mathematical model of spatial motion of an articulated bus with different variants of the application of tractive effort or the second axis of the first link, or on the axis of the second link. Chosen a rational scheme of realization of traction on the axes of the links of an articulated bus. The most favorable options of the bus, which increases maneuverability and stability of motion.

Key words.

City bus of extra-large class, agility, maneuverability, directional stability, vertical oscillation, combination, corner folding, the coefficient of slip.

List of publications of the applicant.

Publications in scientific professional editions of Ukraine.

1. Misko E.M. Identification of the damping parameter pneumodrives city bus / E.M. Misko // Vestnik HNADU. – Kharkov.: HNADU, 2016. – № 74., P. 106-109
2. Misko, E. M. A study of stiffness characteristics of the suspension of city bus MAZ-105. E. M. Misko // Bulletin of the DAAT. – Donetsk.: DAAT, 2014. – № 2-3., P. 68-72
3. Sakhno V. P. Identification of stiffness of the suspension wheeled vehicle / V. P. Sakhno, E.M. Misko // Scientific notes. – The luck.: LNTU, 2016. № 55., P. 355-359
4. Bondarenko A. E. Experimental determination of dependence forces of the withdrawal of two-tier train / A. E .Bondarenko, V. H. Verbitsky, V. G. Khrebet, E. M. Misko // Scientific journal "Modern technologies in mechanical engineering and transport". – Lutsk.: LNTU, 2018. P. 34-37.

5. Verbitsky V. H. Influence of redistribution of loads along the axes of the critical speed of rectilinear movement of the car / V. H. Verbitsky, E. M. Misko // "Bulletin of Donetsk Academy of motor transport". – Donetsk.: DAAT, № 2, 2009. P. 58-67.

6. Sakhno V. To comparative assessment of three-unit lorry passenger trains. / V. Sakhno, I. Myrovany, V. Poljakov, E. Misko // Advances in mechanical engineering and transport. Scientific journal. – Lutsk NTU, 2019. - №2(13). – P.146-155

7. Sakhno V. To the comparative assessment of vehicles for urban passenger transport in the BRT system / V. Sakhno, V. Poljakov, E. Misko, A Omelnitskiy // Avtoshlyahovyk Ukraine. - 2019, №6, P. 7-11;

8. Sakhno V. To the analysis of constructions of vehicles for city transportations of passengers / V. Sakhno, V. Bilichenko, V. Poljakov, E. Misko // Bulletin of Mechanical Engineering and Transport: a scientific journal / Ministry of Education and Science of Ukraine, Vinnytsia National Technical University - Vinnytsia: VNTU, № 2(10), 2019. – P. 108-119.

Publication of approbation character.

9. Misko E.M. Determination of the coefficient of lateral slip of the wheel as a function of the vertical load / the Second all-Ukrainian scientific-practical conference "Bus building and passenger transportations". – Lviv.: LPI, 2016. P. 59-61;

10. Misko E.M. To the experimental determination of the complexity of the diversion forces of a two-link road train // V International Scientific and Technical Conference "Scientific and Applied Aspects of the Automotive and Transport and Road Industries". - Lutsk-Svityaz .: LNTU. 29.05.18-01.06.18. P. 28;

11. Misko E.M. About the possibility of using modern MEMS sensors as a basis for inertial navigation system / LXXII scientific conference of the faculty, graduate students and employees of structural subdivisions of the University. – K.: NTU. 2016. P. 43;

12. Bondarenko A. E. The analysis of distribution of traction on the axes on the property of the two-tier return train for the stationary circular modes / A. E. Bondarenko, E. M. Misko // Problems of development of transport and logistics: Collection of

scientific works based on materials of VII-the International scientific-practical conference, Severodonetsk – Odesa, 26-28 April 2017 – Severodonetsk, Ukrainian publishing house of the East Ukrainian national University named after Volodymyr Dahl, 2017. - Pp. 175-176;

13. Bondarenko A. E. Analysis of the two-tier return train, depending on the distribution of traction on the axes / A. E. Bondarenko, E. M. Misko // Bus building and passenger traffic in Ukraine: materials of the Third all-Ukrainian international conference / National University "Lviv Polytechnic". - Lviv, 2018. - P. 81 to 84.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	2
ЗМІСТ	16
ВСТУП	19
1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	26
1.1 Розвиток компонувальних схем автобусів особливо великого класу	26
1.2 Стійкість і керованість автомобіля. Визначення і терміни.....	37
1.3 Аналіз досліджень керованості і стійкості автомобіля.....	40
1.4 Модель відведення еластичного колеса.....	44
1.4.1 Модель І.Рокара.....	48
1.4.2 Модель щітки.....	50
1.4.3 Модель Fiala.....	51
1.4.4 Модель Антонова	53
1.5 Задачі дослідження.....	55
2. ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТА АНАЛІЗ ПОВОРОТКОСТІ ЗЧЛЕНОВАНОГО АВТОБУСА	57
2.1 Фізичні допущення при побудові математичної моделі.....	57
2.1.1 Основні параметри моделі	57
2.2 Аналіз повороткості автопоїзда в залежності від точки прикладення тягових зусиль	59
2.2.1 Аналіз повороткості нелінійної моделі автопоїзда	60
2.2.2 Аналіз повороткості лінійної моделі автопоїзда	66
2.3 Чисельне моделювання та верифікація нелінійної плоскої моделі дволанкового автопоїзда	70
2.4 Аналіз стійкості стаціонарних кругових станів та кривої повороткості.....	78
2.5 Висновок по розділу	84

3. ПОБУДОВА ПРОСТОРОВОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ЗЧЛЕНОВАНОГО АВТОПОЇЗДА ТА АНАЛІЗ ПОВОРОТКОСТІ ДЛЯ РІЗНИХ ТОЧОК ПРИКЛАДАННЯ ТЯГОВИХ ЗУСИЛЬ.....	86
3.1 Визначення основних параметрів автопоїзда, що впливають на вертикальну динаміку просторової моделі.....	86
3.2 Вплив лобового опору на критичну швидкість та стійкість зчленованого автобуса.....	87
3.3 Побудова просторової моделі	90
3.3.1 Аналіз вертикальних коливань автопоїзда.....	91
3.3.2 Об'єднання систем автопоїзда до просторової моделі	98
3.4 Аналіз перерозподілу бічних сил відведення від навантаження .	102
3.5 Чисельне моделювання та верифікація нелінійної просторової моделі дволанкового автопоїзда	107
3.6 Аналіз повороткості нелінійної просторової моделі зчленованого автобуса	117
3.7 Висновки по розділу	125
4. ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗЧЛЕНОВАНОГО АВТОБУСА	126
4.1 Мета і задачі експериментальних досліджень	126
4.2 Об'єкт експериментального дослідження	126
4.3 Вимірювальна та реєструюча апаратура	127
4.4 Методика проведення експериментальних досліджень.....	131
4.4.1 Визначення характеристик жорсткості підвіски.....	131
4.4.2 Метод ідентифікації жорсткісних характеристик підвіски ..	135
4.4.3 Ідентифікація коефіцієнта згасання коливань підвіски прототипу	141
4.4.4 Визначення положення центрів мас ланок за різноманітних варіантів завантаження зчленованого автобуса	143

4.4.5	Визначення параметрів руху автопоїзда при маневрі «поворот на 90°»	150
4.5	Визначення параметрів руху автопоїзда при урахуванні дії поздовжніх сил на колесах осей ланок (при маневрі «розгін-гальмування»).	154
4.6	Висновки по розділу	156
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	158
	СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	161
	ДОДАТОК А. ДОВІДКИ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ	170

ВСТУП

Основною рисою розвитку сучасного суспільства в глобальних масштабах стала урбанізація. Число міст з більш ніж мільйонним населенням за останні 25 років зростає з 270 до 400. Разом з тим слід зазначити, що зростання чисельності міського населення, є основною причиною гострих транспортних проблем у містах як в країнах, що розвиваються, так і в індустріально розвинених країнах [1].

Міські автобуси великого та особливо великого класів (міський транспорт) частково вирішують цю проблему шляхом збільшення пропускну здатності у порівнянні з індивідуальним легковим автотранспортом, а також в середньому зменшують у 5 разів забруднення навколишнього середовища і вимагають в 3 рази менше енергетичних витрат у перерахунку на одного перевезеного пасажирів.

Аналіз використання вітчизняного автобусного транспорту за останні 30 років показує на поступовий перехід (в процентному відношенні) від автобусів великої місткості до автобусів малої місткості (середина 90 - середина 2000-х років), внаслідок втрати державою монополії на автобусні перевезення і поступове заміщення приватними підприємцями, які не могли дозволити придбання автобусів великої пасажиромісткості. Разом з дешевизною автобусів малого класу при збільшенні пасажиропотоків почали проявлятися проблеми даного класу автобусів, а саме: збільшення навантаження на дорожні магістралі, збільшення кількості дорожньо-транспортних пригод, зростання кількості викидів токсичних речовин в навколишнє середовище, перевантаження посадочних майданчиків автобусами. Але ситуація почала поступово змінюватися з 2004 року після запуску конвеєра на Львівському автобусному заводі, який почав випуск власних автобусів великого А183, а потім і особливо великого класу - А291, а також виготовлення на тому ж шасі абсолютно ідентичних тролейбусів. При цьому мали місце і закупівлі імпортованих автобусів великого та особливо великого класу, зокрема Мінського автобусного заводу, моделей МА3-104 і МА3-105, а також модифікацій на їх базі.

З приходом Євро-2012 ситуація із заміни автобусів малого класу на великий і особливо великий з метою розвантаження центральних магістралей прийняла загальнодержавний масштаб, що дозволило збільшити процентне співвідношення автобусів великого та особливо великого класу міських автобусів по відношенню до малого класу.

Статистика за останні 5 років в цілому вказує на поступове зниження потреби населення в пасажирських перевезеннях автобусним транспортом. Основною причиною зниження стало не зменшення кількості населення необхідного в переміщенні, а збільшення кількості населення, що пересувається індивідуальним автомобільним транспортом.

Відповідно до рекомендованих співвідношень, за результатами вітчизняних досліджень, між кількістю автобусів різних класів, які використовуються у великих містах, три чверті всього автобусного парку міста з населенням понад 1 млн. чоловік повинні складати автобуси великого та особливо великого класу (45% і 30% відповідно). Доцільність такого співвідношення підтверджується зарубіжною практикою: в розпорядженні Автономного управління Паризького міського транспорту до 21% автобусів особливо великого класу [1].

Для будь-якого транспортного засобу, у тому числі і для автобуса, основними параметрами призначення (показниками його здатності виконувати свої функції), є габаритні розміри, масові параметри, швидкісні та динамічні характеристики виконуваної транспортної роботи та ін. У залежності від умов експлуатації (транспортних і дорожніх) на перший план виходять різні параметри. Для всіх міських автобусів це пасажиромісткість, темп пасажирообміну, динаміка розганяння, стійкість, керованість, а для міських особливо великих, крім того, маневреність. У більшості країн світу габаритна довжина одиночних автобусів обмежується на рівні 12 м, хоч і зустрічаються конструкції довжиною до 15 м, а зчленованих – 18 м. Пояснюється це необхідністю виконання вимог Приписів ЄЕК ООН №36 та ГОСТ 27815 – 88, зокрема п.п. 5.9.1. «... при движении на повороте как вправо, так и влево, автобус должен полностью вмещаться по наиболее выступающей точке кузова или бампера в окружность радиусом 12,5 м»

та 5.9.2. «...при движении на повороте как вправо, так и влево, когда наиболее выступающие точки кузова или бампера описывают окружность радиусом 12,5 м, автобус должен вмещаться в коридор 7,2 м» [2].

Ефективність використання дорожніх міських мереж залежить від ефективності використання пасажиропотоків автобусами в міських умовах, від їх здатності вписуватися в необхідну смугу руху і можливості не створювати перешкоди для транспортного потоку. Вирішення цієї проблеми реалізується зміною конструктивних параметрів, таких як, використання компоновальних схем приводу ведучих осей, а також за рахунок застосування керованих коліс причіпної секції. Вибір, аналіз і обґрунтування оптимальних конструктивних параметрів є першочерговим завданням маневреності зчленованих міських автобусів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Робота виконана відповідно до НДР “Дослідження механіки та енергетики автомобілів і автопоїздів” № держреєстрації 0104U003346 та “Теоретичні основи та практичні методи комплексного вирішення проблеми раціонального вибору дво- та триланкових автопоїздів для міжміських та міжнародних перевезень вантажів” № РК 0104U003341, що виконуються кафедрою “Автомобілі” Національного транспортного університету в період з 01 грудня 2014 р. по 30 листопада 2016р.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є поліпшення показників маневреності і стійкості зчленованих автобусів особливо великого класу шляхом вибору оптимальних конструктивних параметрів автобуса і причепа, а також раціональної схеми прикладання тягових зусиль.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються ***наступні задачі:***

1. Розробка математичних моделей різного ступеню складності, які дозволяють за заданими конструктивними параметрами прогнозувати показники маневреності та стійкості руху зчленованих автобусів особливо великого класу.

2. Доведення існуючої нелінійної плоскої моделі зчленованого автобуса до просторової, що враховує зміну нормальних реакцій опорної поверхні на його колеса, вплив поздовжніх тягових зусиль як на колесах другої осі першої ланки,

так і на осі другої ланки, а також зміну коефіцієнтів опору відведення від дії цих сил і реакцій.

3. Дослідження впливу компоновальних параметрів та експлуатаційних режимів на показники маневреності та стійкості руху автобусів особливо великого класу за різних способів прикладення тягового зусилля - або на другу вісь першої ланки, або на вісь другої ланки.

4. Визначення найбільш вагомих факторів, що впливають на показники маневреності та стійкості руху зчленованих автобусів особливо великого класу. Розробка засобів візуалізації руху та необхідних коридорів для просторової моделі

5. Вибір та обґрунтування раціональної схеми прикладання тягових зусиль для покращення маневреності та стійкості руху зчленованого автобуса.

6. Експериментальна перевірка адекватності розробленої математичної моделі розрахунку показників маневреності та стійкості зчленованого автобуса особливо великого класу

7. Розробка рекомендацій щодо використання результатів дослідження з метою покращення показників маневреності та стійкості руху зчленованих автобусів особливо великого класу

Об'єкт дослідження – показники маневреності та стійкості руху зчленованих автобусів особливо великого класу

Предмет дослідження – вплив компоновальних і масових параметрів першої і другої ланок, а також осі, до якої прикладено тягове зусилля, на показники маневреності та стійкості зчленованого автобуса особливо великого класу .

Методи дослідження передбачали математичне моделювання руху зчленованих автобусів особливо великого класу, багатоваріантні розрахунки на персональному комп'ютері (ПК) показників маневреності та стійкості руху за різних масових і компоновальних параметрів ланок автопоїзда і різної складності математичних моделей, а також експериментальне визначення цих показників на реальній конструкції зчленованого автобуса.

Наукова новизна одержаних результатів:

- виконана верифікація нелінійної моделі зчленованого автобуса на різних рівнях та проведено її порівняння з лінійними моделями різного ступеня складності. Отримані рівняння повороткості та кута складання, аналітичні співвідношення яких визначають множину стаціонарних станів в залежності від параметру поздовжньої швидкості та кута повороту керованих коліс. За малих значень кута повороту та поздовжньої швидкості зчленованого автобуса відповідні характеристики лінійної і нелінійної моделей співпадають, що свідчить про внутрішнє протиріччя у цих моделях;

- встановлено, що у випадку прикладання тягового зусилля до другої осі першої ланки $X_2 \neq 0$ повороткість змінюється від надлишкової до недостатньої при достатньо великих значеннях бокового прискорення центра мас першої ланки, у той час як у випадку $X_3 \neq 0$ – ведуча друга ланка, надлишкова повороткість має тенденцію до збільшення при зростанні бокових прискорень. При цьому встановлені межі втрати дивергентної стійкості моделі, які відбуваються за величини бокового прискорення $A_y = 0,4$.

- порівняльний аналіз двох варіантів прикладання тягових зусиль або до другої осі першої ланки, або до осі другої ланки приводить до однозначного висновку про більш раціональну схему, яка відповідає випадку $X_2 \neq 0$, як з точки зору повороткості і стійкості, так і реалізації меншого габаритного коридору за стаціонарних кругових рухів.

Достовірність результатів дослідження забезпечена коректним використанням існуючих математичних методів і основних положень теоретичної механіки і теорії автомобіля, застосуванням сучасної контрольно-виміральної апаратури і засобів математичного опрацювання результатів експериментальних досліджень зчленованого автобуса і підтверджується задовільним збігом результатів аналітичних і експериментальних досліджень, а також узгодженням їх із результатами, отриманими іншими авторами.

Практичне значення одержаних результатів дослідження складають:

- узагальнена математична модель просторового руху зчленованого автобуса за різних варіантів прикладання тягових зусиль або на другій осі першої ланки, або на осі другої ланки;

- раціональна схема реалізації тягових зусиль на осях ланок зчленованого автобуса, яка дозволяє зменшити мінімальні радіуси повороту на 10-20% та підвищити стійкість та маневреність автобуса у неусталених режимах руху;

- найбільш сприятливі варіанти завантаження автобуса, які підвищують його маневреність та стійкість руху.

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, які виносяться на захист, отримані особисто и опубліковані в 5 наукових роботах. Роботи [3] та [4] написані самостійно. У роботах, виконаних у співавторстві, здобувачу належать: ідентифікація параметра жорсткості підвіски колісного транспортного засобу [5], експериментальне визначення залежностей сил відведення дволанкового автопоїзда [6], вплив перерозподілу навантажень по осях на критичну швидкість прямолінійного руху автомобіля [7], оцінки триланкових пасажирських автопоїздів за стійкістю руху [8], оцінка дволанкових пасажирських автопоїздів за стійкістю руху [9], аналіз конструкції дволанкових автопоїздів, як міських засобів для перевезення пасажирів [10].

Апробація результатів роботи. Результати роботи доповідались та обговорювались на науковій конференції професорсько-викладацького складу и студентів Національного транспортного університету (Київ, НТУ, 2016 р. [11]); на науково-практичних конференціях Луцького національного технічного університету (Луцьк, ЛНТУ, 2016 та 2018 рр. [12]), на науково-практичній конференції Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, (Одеса, СХУ ім. В. Даля [13]), науково-практична конференція Національний університет «Львівська політехніка» (Львів, ЛПІ, 2016 та 2018 рр. [14, 15])

Публікації. Матеріали дисертації висвітлені у 9 опублікованих наукових працях, 6 з яких – у наукових фахових виданнях.

Структура дисертації. Робота складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел, який налічує 96 позицій. Повний обсяг дисертації становить 172 сторінки, з них 160 сторінок основного тексту, 68 рисунків на 42 сторінках, 6 таблиць на 6 сторінках, список використаних джерел на 9 сторінках.

1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Розвиток компоновальних схем автобусів особливо великого класу

Урбанізація стала основною рисою сучасної цивілізації: вже у 2000 р. половина населення світу стала жити в містах. Число міст із більш ніж мільйонним населенням невідомо зростає [1].

Однією з головних проблем сучасного великого міста є глобальна криза нормального функціонування міського середовища внаслідок структурного росту рівня автомобілізації, перенасичення дорожньо-вуличної мережі транспортними потоками. Це приводить до різкого погіршення показників транспортного обслуговування населення, виникненню транспортних заторів, росту рівня шуму і забруднення повітряного басейну, практичного падіння швидкості пересування, зростанню енергетичних витрат, збільшенню числа жертв дорожньо-транспортних подій [1].

Як показав проведений аналіз, в категорії особливо великих автобусів розрізняються автобуси довжиною від 16,5 м 18,5 м. Серед виробників особливо великих автобусів провідне місце займають фірми Франції, Бельгії, Австрії, Угорщини і Швейцарії, Німеччини, а також США і Японії.

Місткість особливо великих автобусів складає від 150 до 200 чол. Аналіз тенденцій зміни повних мас автобусів підтверджує їхню природну залежність від місткості і розмірів. Для особливо великих зчленованих автобусів найбільш чисельною є категорія з повною масою 28 т.

Обмеження повної маси і навантажень на окремі осі автобуса обумовлено чинним законодавством, що діє у різних країнах. Ці обмеження ставлять перед конструкторами необхідність конкретного вибору: задовольнити чинному законодавству в частині навантаження шляхом обмеження місткості або зниженням розмірності (довжини) автобуса, або за рахунок планування салону, тобто співвідношення числа місць для сидіння та стояння. І конструктори використовують обидві можливості приблизно в однаковій мірі [16].

Компонувальна схема автобуса визначає собою майже всі параметри призначення, крім динаміки розганяння. Основною відмітною ознакою компонувальних схем автобусів (якщо мова йде про автобуси вагонного типу) є розташування двигуна: у передньому звисі, у задньому звисі (поздовжньо або поперечно), у межах колісної бази (під підлогою або зі зміщенням до борту). При цьому двигуни теж бувають скомпоновані по-різному: одно- або дворядні; з горизонтальним, вертикальним або V-подібним розташуванням циліндрів [17]

Автобуси особливо великого класу з метою забезпечення необхідної маневреності виконуються, як правило, зчленованими. Досягнення нормованих показників маневреності автобусів особливо великого класу можливе також за рахунок застосування керованих (самоустановлювальних) коліс як для одиночного транспортного засобу, так і для зчленованого [17].

Наявність однієї або декількох секцій є додатковою відмітною ознакою компонувальної схеми автобуса. Компонування зчленованих автобусів, крім того, розрізняється в залежності від виконання ведучими коліс передньої або задньої секції (так звані “тягнуча” та “штовхаюча” схеми) та розташуванням двигуна в межах колісної бази певної секції [17].

Розташування двигуна впливає на навантаження на осі, на кількість і розміри дверей, висоту розташування підлоги та можливість зробити її плоскою. Таким чином, особливості компонування автобуса визначають темп пасажирообміну, від якого залежить і комфортабельність поїздки, і продуктивність та економічність пасажирських перевезень. Свого часу дослідженнями було доведено [18], що найбільше впливає на темп пасажирообміну саме висота розташування підлоги. Виконання ведучими коліс передньої або задньої секції зчленованого автобуса впливає на стійкість його руху, керованість та маневреність.

Приблизно до середини 70-х років минулого століття найбільш розповсюдженою була схема з розташуванням рядного горизонтального двигуна поздовжньо в базі передньої секції під підлогою і приводом на колеса середньої осі. Створена шляхом приєднання одновісного напівпричепа до стандартного двовісного міського автобуса з двигуном під підлогою, вона вважається

класичною. Такі автобуси мають двері на передньому звисі та підлогу, рівну по всій площині салону. Ведуча секція незначно відрізняється за конструкцією від двовісного автобуса, тому досягається високий ступінь уніфікації з ним. Колеса осі причіпної секції для покращання маневреності можуть бути керованими в залежності від кута складання автобуса. Але автобусам з керованими колесами задньої осі при вході в поворот властиві поперечні відхилення задньої секції, внаслідок яких вона може вийти на тротуар або на сусідню смугу руху; таке відхилення можливе і при під'їзді автобуса до зупинки та рушанні від неї. Крім того, керовані колеса одинарні, що спричинює зменшення допустимого навантаження на вісь. За цією схемою виконано, наприклад, добре відомий в Україні Ikarus-280. Зчленовані автобуси класичної схеми випускають фірми MAN (Німеччина і США), Van Hool (Бельгія), Volvo (Швеція), Leiland (Данія), Kessbohrer і Wetter (Німеччина) та ін. Автобус особливо великого класу ЛАЗ А-291 теж має двигун, розташований горизонтально у базі передньої секції, і привод на середню вісь. На жаль, недоліком класичної схеми є порівняно висока підлога (наприклад, у Ikarus-280 – 920мм), а також відчутний рівень шуму у салоні [17].

Бажання конструкторів одержати автобус з плоскою по всій площині салону та низько розташованою підлогою привело до оригінального рішення, вперше реалізованого на моделі Van Hool А-500: рядний вертикальний двигун розташований у межах колісної бази передньої секції зі зміщенням його до лівого борту, ведучі – колеса середньої осі. Аналогічне розташування двигуна на білоруському міському автобусі особливо великого класу МАЗ-105 дало можливість реалізувати всі переваги такої компоновки (зокрема, цей автобус має підлогу на рівні 600 мм та одну сходинку), а також за рахунок її максимально пристосуватися до особливостей вітчизняних дорожніх умов та клімату: “тягнучій” схемі властиві кращі порівняно зі “штовхаючою” стійкість, керованість та прохідність на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення. Але розташування двигуна в салоні призводить до зменшення корисної площі [16].

У 80-ті роки минулого століття розпочався швидкий розвиток конструкцій зчленованих автобусів із розташуванням двигуна у задньому звисі і приводом на

колеса задньої осі, тобто виконаних за “штовхаючою” схемою (перший зразок такого автобуса було створено у Німеччині у 1975р., а першою у світі серійною моделлю стала Mercedes-Benz O 305 G, випуск якої з 1977 р. розпочала фірма Daimler-Benz на базі згаданого зразка). Привод на задню вісь спричинює значні конструктивні ускладнення у зв’язку з необхідністю примусової стабілізації курсової стійкості при прямолінійному русі та завдання потрібної траєкторії на повороті: необхідна спеціальна конструкція вузла зчленування та система протискладання. При продажу комплектів для великовузлового виробництва автобусів вартість такого вузла становить до 50% вартості всього комплекту. Крім того, оскільки задні ведучі колеса здвоєні некеровані, його максимальна довжина обмежується необхідністю забезпечити зовнішній радіус повороту 12,5 м, а також залежить від розмірів передньої секції, тому великого значення набуває правильний їх вибір. Але розміщення двигуна у задньому звисі з приводом на задню вісь дає можливість значно знизити рівень підлоги по всій довжині салону (до 620...710 мм) і таким чином задовольнити одну із самих важливих вимог до міського автобуса, а також досягти максимальної уніфікації з одиночними великими міськими автобусами, які зараз переважно задньомоторні – передня та задня секції зчленованого автобуса майже повністю ідентичні передній і задній частині одиночного. При такій схемі найменші шум та загазованість у салоні, зручний доступ до двигуна. Щоправда, задньомоторна компоновка заважає створити задній накопичувальний майданчик достатніх розмірів, але вважається, що сучасний міський автобус має перевозити пасажирів без їх скупчення на накопичувальному майданчику. За розглянутою схемою виконані, наприклад, автобуси Scania CR 112 (Швеція), Neoplan-421 (Німеччина), Ikarus-284 (Угорщина), Karosa B 741 (Чехія) та ЛиАЗ 6213– 18-метровий низькопідлоговий міський автобус [19], що випускається на Лікінському автобусному заводі серійно з 2007 року, запроектували його ще у 2004 році. ЛиАЗ 6213 це принципово нова модель ЛиАЗу [20].

Автобус тривісний, найбільше навантаження припадає на 2 (10400 кг) і 3 осі (10800 кг); на автобусі наявні пневматична гальмівна система та антиблокувальна

система ABS [21]. Підвіска [22] автобуса пневматично-важільна, усі мости автобуса вироблені угорською фірмою Raba [23]. Моторний відсік автобуса розташовується на задньому звисі; автобуси ЛиАЗ 6213 обладнані двигуном MAN D0836, що відповідає екологічним нормам Euro-3, який працює в парі з автоматичною коробкою передач ZF-6HP 504C. На автобусі ЛиАЗ-6213 встановлений вузол зчленування німецької фірми «Hübner». У вузлі зчленування передбачається встановлення гідравлічного демпфера, діаметр золотника якого змінюється за допомогою мікропроцесора за спеціальною програмою, що враховує кутову швидкість повороту, швидкість прямолінійного руху, зчеплення коліс з дорогою, кутову швидкість повороту керованих коліс і величину кута їх повороту. Такий демпфер запобігає складанню ланок автобуса та практично вирішує всі проблеми стійкості руху при збуренні у вигляді синусоїдального повороту керованих коліс, дозволяє гасити поперечні коливання причіпної секції, не допускаючи розхитування автобуса.

Приблизно одночасно зі схемою із двигуном у задньому звисі і приводом на колеса задньої осі з'явилася схема з двигуном у задньому звисі і приводом на середню вісь, яку вважають компромісною між класичною і “штовхаючою”. Автобусам із середньою ведучою віссю не потрібна система протискладання, а оскільки колеса задньої осі виконують керованими, автобус має менший кут складання (завдяки чому можна використати вузол зчленування менших розмірів) і меншу габаритну смугу руху при повороті (а це вельми важливо для міст з вузькими вулицями). Але проблема передачі крутного моменту через вузол зчленування призводить до значного ускладнення конструкції трансмісії і неможливості уніфікації її основних вузлів з базовою моделлю. Наприклад, на автобусі мод. 260 SH170 фірми “Magirus-Deutz” (концерн “Iveco”), крутний момент від двигуна передається на середню вісь шестисекційною карданною передачею, а на автобусі MAN SG240H коробку передач довелося встановити окремо від двигуна у передній секції (для збільшення навантаження на ведучу вісь). Та ускладненням трансмісії недоліки таких автобусів не обмежуються [10].

Як вже зазначено вище, автобуси з керованою задньою віссю схильні до поперечних відхилень задньої секції, і для зменшення їх величини бажано укорочення заднього звису. Коротший задній звис необхідний також і для забезпечення достатнього завантаження середньої ведучої осі (тоді як необхідне навантаження на задню ведучу вісь зчленованого автобуса забезпечене конструкцією базового двовісного автобуса, з яким він уніфікований). Тому при однакових передніх секціях, уніфікованих з передніми частинами двовісного автобуса, укорочення заднього звису обумовлює різну відстань від вузла зчленування до задньої осі у автобусів з приводом на середню і задню осі: у останніх вона відчутно менше, і це не дозволяє повністю уніфікувати задню секцію з задньою частиною базового автобуса. Крім того, керовані колеса задньої осі - одинарні, що, як вже було згадано, призводить до зменшення допустимого навантаження [17].

Фірма MAN, а пізніше і Renault розробили автобуси з розміщенням двигуна у задній секції і приводом одночасно на колеса середньої та задньої осі – у відповідності із так званою концепцією “тягни-штовхай”. Ця схема приваблива, тому що, так само як і попередня, забезпечує курсову стійкість руху та керованість без додаткових пристроїв, але вона теж призводить до суттєвого ускладнення приводу ведучих коліс і не дає можливості уніфікувати зчленований автобус з одиночним великого класу.

Відома також досить незвична конструкція, розробники якої стверджують, що вона не потребуватиме системи протискладання: до стандартного двовісного задньомоторного автобуса спереду приєднується одновісна секція, ведучими є задні здвоєні колеса, а колеса передньої та середньої осей – керовані, одинарні.

Mercedes Benz O 405 G (повністю – Mercedes Benz O 405 Gelenkbus) – шарнірно-зчленований міський автобус, що вироблявся компанією Mercedes-Benz [24]. «Gelenkbus» добре пристосований для перевезення великої кількості пасажирів у межах міст, автобус у довжину досягає 17,5 метрів (11,7 метрів з них тягач і 5,8–причеп); ширина автобуса 2,50 метри і висота 3.08 метри. На автобусі встановлено двигун OM447.950 потужністю 220 кВт, коробка передач 4-

ступінчаста ZF або Voith. Гальма автобуса оснащені системою ABS та ASR. Система ASR контролює швидкість обертання ведучих коліс і визначає момент, коли одне з коліс починає ковзати. В цьому випадку відбувається автоматичне гальмування колеса, яке ковзає, а двигун зменшує свою тягу. Така система контролю та регулювання тягового зусилля є досить корисною для двигунів із великим крутним моментом, вона підвищує комфорт і безпеку руху, особливо на слизькій дорозі. Контроль ведучих коліс забезпечує плавний початок руху та прискорення без пробуксовування.

МАЗ-105 – зчленований автобус особливо великого класу. Випускався Мінським автомобільним заводом з 1997 року [25]. Уніфікований з іншими автобусами сімейства МАЗ-103, створеного за аналогією автобусам Neoplan. У 2009 році було проведено оновлення дизайну. Привід здійснюється на колеса заднього мосту. На автобусі МАЗ-105 встановлюється німецький дизель Mercedes-Benz OM906LA (Євро-3) об'ємом 6,37 л і потужністю 205 кВт. Коробка передач автобуса автоматична 5-ти ступінчаста Voith 851, або Praga 5PS.

Максимальна швидкість автобуса МАЗ-105 складає 75 км / год. Місткість моделі – 160-175 чоловік, кількість місць для сидіння коливається від 30 до 36.

ЛАЗ А292– 19-метровий двосекційний міський автобус, що випускається на Львівському автобусному заводі з 2007 року і прийшов на заміну ЛАЗ А291 [26]. Модель була запропонована до виробництва після вдалих випробувань аналогічного здвоєного тролейбуса ЕлектроЛАЗ-301 у 2007 р [27].

Фактично, автобус є зчленованою модифікацією ЛАЗ А183– перша 11-метрова секція залишена без змін, проте до неї додано другу секцію довжиною 6 метрів.

Довжина автобуса становить 18,80 метрів, ширина 2,55 і висота 3,06 метрів. Підвіска пневматично-ресорна, здатна витримати близько 14-16 тон додаткової маси пасажирів.

Потужність двигуна становить 206 кВт. При повному завантаженні максимальна швидкість становить 87 км/год. Порожній автобус розганяється до

115 км/год. Витрати палива при швидкості 60 км/год та повному завантаженні сягають 28 л/100 кілометрів.

Схема компоновання ЛАЗ А-292 революційна і раніше в вітчизняному автобусобудуванні не застосовувалась. Автобус має одноповерховий двосекційний закритий несучий кузов вагонного типу [28] (з суцільнометалевим зварним каркасом). Вузол зчленування – типу “Hubner” (з електронною системою стабілізації (протискладання)), з заднім (в причепі) повздовжнім розташуванням двигуна, зміщеного до лівого борту. Колісна формула – 6х2, ведучі колеса – задні (міст другої секції), на другій і третій осі застосовуються здвоєні шини.

На автобусі може бути встановлений двигун рядний шестициліндровий, об'ємом 6,9 л і потужністю 206 кВт, обладнаний паливною системою Common Rail, некаталітичною системою очищення відпрацьованих газів MAN PURE DIESEL і електронним блоком управління або рядний об'ємом 10 л шестициліндровий дизель DEUTZ BF6M1013 потужністю 228 кВт з проміжним охолодженням надувочного повітря і рідинним охолодженням. Силовий агрегат доповнює гідромеханічна 6-ступенева коробка передач ZF ECOMAT 6 HP 504 C. Коробка передач складається з наступних основних вузлів: гідротрансформатора, шестиступінчастої планетарної коробки передач з автоматичним управлінням. У планетарній коробці передач перемикання передач здійснюється автоматично без переривання сили тяги. Сигнали для перемикання передач виробляються електронним пристроєм автоматичного перемикання передач. Залежно від різних параметрів транспортного засобу і коробки передач пристрій автоматичного перемикання передач включає відповідні багатодискові зчеплення або гальма за допомогою електро-гідравлічного управління коробкою передач. Зчеплення блокування, вбудоване в гідротрансформатор, після розгону встановлює прямий механічний зв'язок між двигуном і планетарною коробкою передач. Таким чином виключаються звичайні втрати потужності в гідромеханічних коробках передач.

Гідродинамічне гальмо-сповільнювач вбудоване між гідротрансформатором і планетарною коробкою передач. Внаслідок цього гальмівна сила гальма-сповільнювача на валу відбору потужності залежить від передачі. Таким чином,

можливе повне гальмування також і в діапазоні малих швидкостей. Завершує силову лінію встановлений в причепі двохступінчастий міст ZF моделі AV-132/80 з гіпоїдною передачею та пониженим рівнем напівосей і бортовими редукторами. Центральний редуктор зміщений до лівого колеса. Всі мости на автобусі виконані по порталній схемі, саме це дозволило отримати низьку підлогу. Середня витрата палива такої силової лінії коливається в межах 35-40 л/100 км міського циклу. Задній міст шарнірно з'єднаний з кузовом автобуса системою реактивних штанг, що складається з двох нижніх реактивних штанг і двох верхніх реактивних штанг. Реактивні штанги сприймають зусилля від реактивного і гальмівного моментів і передають штовхаючі зусилля. Передача вертикального навантаження від маси автобуса здійснюється через чотири пневмобалони. Поршні пневмобалонів встановлюються на опори, закріплені на лівій і правій балках підвіски, а фланці кріпляться на опорах пневмобалонів, які приварені до каркаса кузова автобуса.

На автобусі ЛАЗ А292 встановлюється вузол зчленування типу "Hubner". Електроніка забезпечує безступінчасте демпфування вузла, при цьому для оцінки зовнішніх чинників мікропроцесор обробляє такі дані, як швидкість руху, переміщення щодо вертикальної осі і величину тиску в кожному циліндрі. Інформація може передаватися в аналоговому або цифровому вигляді (за допомогою шини CAN). При необхідності програмне забезпечення дозволяє вмішуватися в роботу силового агрегату або гальмівної системи, одночасно подавши попереджувальний сигнал водієві. Важлива наявність в системі аварійного режиму демпфування, яке дозволяє стабілізувати вузол зчленування в разі відмови в роботі одного з циліндрів, або збою подачі напруги живлення. Ідентичний по функціональності, але своєрідний за конструктивним виконанням вузол підвищеної міцності HNG 15.3, призначений для використання в зчленованих автобусах з підвищеним осьовим навантаженням (гібридних).

Дана модель автобуса ЛАЗ А292 є дуже цікавою як з точки зору компоновального рішення (привід на останню вісь), так і з точки зору використання сучасних комп'ютеризованих систем додаткового керування автопотягом, які мають безпосередній вплив на показники поворотності та

керованості. Даний автобус має практично ідентичні масово-геометричні параметри з моделлю МАЗ-205 (див табл. 1.1) який має «класичну» компоновальну схему автобуса (тягач-напівпричіп), який надалі в роботі візьмемо за основу та будемо його порівнювати з моделлю ЛАЗ А292 («штовхаюча» схема з приводом на останню вісь напівпричепа), з точки зору керованості та повороткості для різних режимів руху та варіантів завантаження.

Таблиця 1.1 – Характеристики автобусів

Модель	ЛАЗ А292	МАЗ-205
Колісна формула	6*2	6*2
Ведуча вісь	3	2
Колісна база, мм	5030	5865+6937
Довжина, мм	18800	18750
Ширина, мм	2550	2550
Висота, мм	3060	3150
Споряджена маса, кг	17200	17600
Повна маса, кг	28300	28000
Пасажиromісткість, чол.	184	176
Місць для сидіння	46	39
Двигун	DEUTZBF6M1013	Mercedes-Benz OM926
Потужність, к.с.	386	326
Коробка передач	Автоматична ZF	Автоматична ZF
Передня вісь	пневматична	пневматична
Середня ось	пневматична	пневматична
Задня ось	пневматична	пневматична
Система АВС	так	так
Антипробуксовочна система	так	так
Автошини	295/80 R22,5	295/80 R22,5
Наявність низької підлоги в салоні	так	так

Подальшим розвитком конструкцій автобусів особливо великого класу є застосування гібридного і електроприводу. Створення гібридної силової установки (ГСУ) є однією з актуальних проблем сучасного автомобілебудування. Розробкою ГСУ займаються провідні автомобілебудівні компанії світу. Застосування ГСУ дозволяє кардинально знизити витрати палива та кількість шкідливих викидів автомобільним транспортом.

Автобуси, як засіб громадського транспорту, можуть значно зменшити проблеми, викликані в міських районах, завдяки використанню ГСУ. Впровадження гібридних технологій для автобусів значно зросло за останні кілька років. Ці технології досягли великих проривів в Північній Америці і Європі і стали широко застосовуватись останнім часом. У міському циклі руху автобуса, особливо у великих містах, при різко змінному характері навантажень, частих зупинках, багатократних гальмуваннях двигун автобуса працює далеко не в оптимальному режимі. Значна частина палива спалюється даремно, викиди в атмосферу чадного газу, двоокису вуглецю та інших шкідливих речовин і твердих частинок перевищують екологічні норми роботи транспортних засобів. Використання автобусів з ГСУ дозволяє підвищити енергетичну ефективність роботи автобуса, що в свою чергу дозволяє понизити в 2-10 разів рівні викидів шкідливих речовин (CO, CO₂, NO_x, HC і ін.), забезпечити економію палива в межах 20-50% в залежності від енергоефективності використання ДВЗ та тягового електродвигуна, а також від типових циклів руху на даному маршруті [16].

Розробкою гібридних автобусів займаються багато відомих виробників автобусів, такі як: Gillig, ISE Corporation (Північна Америка); Scania, Iveco Irisbus, Van Hool, VDL Bus & Coach, Hess AG (Європа), Tata Motors, Toyota-Hino, Hyundai Motor Company, Mitsubishi Fuso (Азія), також Україна. На міжнародному автосалоні Busworkd Kortrijk «Богдан Моторз» представив гібридний автобус А70522. Новинка відповідає стандарту Євро-5 і призначена для роботи на міських маршрутах. Комбінація електродвигуна і дизеля дозволяє в міських умовах зменшити витрату палива на 30...35% і значно скоротити викиди в атмосферу

шкідливих газів. Демонстрація гібридної моделі Volvo буде проходити у Бельгії в автосалоні Busworkd Kortrijk у жовтні 2017 р. Новий автобус є модифікацією одиночного автобуса Volvo 7900 Hybrid. Цей автобус відрізняється значною економічністю у порівнянні з дизельною моделлю. На сьогоднішній день корпорація “VolvoBuses” є однією із європейських і світових лідерів з випуску автобусів-гібридів.

Польська автобусобудівна компанія Solaris Bus&Coach на виставці IAA у Ганновері у 2007 р. презентував новий автобус Solaris Urbino 18 Hybrid з дизельним двигуном Cummins і двома 74-кіловатними електродвигунами від Allison та акумуляторами NiMH [17], що розміщуються на даху у задній секції автобуса. У 2008 р. виготовлено перші екземпляри другого покоління Urbino 18 Hybrid, які відрізняються сучасним дизайном, модульною низькопідлоговою конструкцією кузова, адаптованістю для перевезення пасажирів-інвалідів тощо.

Таким чином, оскільки компоновальна схема автобуса багато в чому визначає показники його транспортної роботи, стійкість, керованість та маневреність, пошук нових компоновальних схем є одним із основних напрямків діяльності провідних виробників міських автобусів особливо великого класу. Найперспективнішою для зчленованого дволанкового автобуса вважається зараз у всьому світі схема із розташуванням двигуна у задньому звисі та приводом на колеса задньої осі, хоча проблеми покращання стійкості і керованості таких автобусів на відміну від автобусів класичної компоновальної схеми з приводом на колеса першої ланки ще остаточно не вирішені.

1.2 Стійкість і керованість автомобіля. Визначення і терміни

Поняття «керованість» і «стійкість» автомобіля в літературі має різні формулювання. В одних роботах розглядаються питання, пов'язані з поняттями «стійкість», «керованість», «маневреність», «обертальність», але самі терміни не згадуються, в інших - згадуються ці терміни, але без будь-яких пояснювальних формулювань. Є також роботи, в яких наводяться формулювання цих понять,

причому одними і тими ж авторами в різних роботах ці поняття формуються по-різному.

Одним з перших поняття «керованості» застосовує В.Ю. Гіттіс [29]. Він характеризує його як відповідність між впливом водія на органи управління і фактичної траєкторією автомобіля.

Згідно А.С. Литвинову [30]: «під стійкістю автомобіля слід розуміти сукупність параметрів, що характеризують стійкість його руху по всіх ступенях свободи незакріпленого твердого тіла, за винятком руху в напрямку поздовжньої осі і в напрямку, перпендикулярному до опорної поверхні». Для системи автомобіль - водій А.С. Литвинов пропонує «керованість» називати сукупність властивостей цієї системи, що характеризують можливість змінювати відповідно до бажання водія параметри її плоскопаралельного руху, тобто напрямку руху і траєкторію направляючої точки». У той же час А.С. Литвинов в роботі [31] дає наступні визначення поняттям «керованості» і «стійкості» автомобіля: керованість - сукупність властивостей, що визначають характеристики кінематичних і силових реакцій на керуючий вплив; стійкість - сукупність властивостей, що визначають критичні параметри по стійкості руху і положення автотранспортного засобу або його ланок.

Є.А. Чудаков в своїй роботі [32] поняття «керованість» сформулював так: «під керованістю автомобіля розуміють його здатність при русі точно слідувати повороту керованих коліс. Погана керованість автомобіля характеризується прагненням автомобіля мимовільно змінювати напрямку руху, а при повороті рульового колеса рухатися по кривій, що не точно відповідає повороту керованих коліс.

В.А. Іларіонов у роботі [33] визначає керованість, як властивість автомобіля змінювати напрямку руху при зміні положення керуючих коліс, а стійкість, як властивість автомобіля, що забезпечує збереження напрямку руху і протидіє силам, які прагнуть викликати занос і перекидання автомобіля.

У довіднику А.А. Красовського [34] під стійкістю розуміється властивість автомобіля зберігати в заданих межах напрямку руху (траєкторна стійкість),

орієнтацію поздовжньої осі (курсова стійкість) і вертикальної осі (поперечна стійкість) незалежно від дії зовнішніх сил.

В середині минулого століття Д.Р. Елліс [35] запропонував розглядати керованість автомобіля, як керованість системи автомобіль-водій. Під стійкістю системи автомобіль-водій розуміється здатність цієї системи протистояти зовнішнім збуренням від дороги, аеродинамічним силам і збуренням від управління автомобіля. Ця система складається з двох ланок: керуюча ланка - водій, керована ланка - автомобіль. Кожна із зазначених ланок окремо суттєво впливає на стійкість і керованість системи в цілому. У цій системі автомобіль піддається впливу зовнішніх збурень. Реакція автомобіля, що виникає на виході з системи, визначає траєкторію руху і через зворотний зв'язок впливає на водія.

У нормативно технічній документації [36], розглядається більш розгорнута система «водій-автомобіль-дорога». Для даної системи є власне поняття «стійкість управління», під якою розуміється властивість виконувати, з обумовленою заздалегідь точністю, на заданій ділянці шляху заданий закон руху. Однак, на практиці, подібна інтегральна оцінка, як правило, не сприяє розумінню, який саме з трьох елементів системи виявляється «відповідальним», якщо стійкість управління виявилася недостатньою. У загальному випадку дослідження стійкості і керованості даної системи пов'язано з певними труднощами, так як в ній присутня така підсистема як водій, на яку впливає багато факторів. Ці чинники складно врахувати і тим паче описати математично. З цієї причини підсистеми зручніше розглядати окремо. Основну ж увагу концентрують на підсистемі, яка порівняно просто описується математично і механічно, тобто автомобілем. Таке трактування властивостей керованості і стійкості зумовлює необхідність їх дослідження разом. Слід зазначити, що дії водія, а також дорожні умови істотно впливають на ці властивості. При оцінці конструкції автомобіля вплив водія і стану дорожніх умов на цю оцінку має враховуватися і бути зведеним до мінімуму.

Широко використовуються визначення, що були наведені в ОСТ 37.001.051-86 (в Україні зараз не діє). Керованість автомобіля - властивість автомобіля

підкорятися траєкторному і курсовому управлінням. Стійкість автомобіля - це властивість автомобіля зберігати в заданих у часі або шляху межах напрямку руху і орієнтацію по довжній і вертикальній осей незалежно від дії зовнішніх і інерційних сил.

Підводячи підсумки з питання визначення термінології, С.В. Бахмутов в роботі [37] відзначає, що виникають теоретичні суперечки у відношенні відсутності однакового тлумачення понять керованості і стійкості багато в чому пов'язано з орієнтацією на певні групи оціночних показників керованості і стійкості транспортного засобу, а також впливу на них різних конструктивних параметрів.

У даній дисертаційній роботі використовуються визначення стійкості, наведені у ДСТУ 3736 - 98 «Стійкість дорожньо-транспортних засобів. Терміни та визначення». Стійкість автомобіля - це властивість дорожньо-транспортного засобу протистояти зовнішнім силам, які намагаються вивести його зі стану нерухомості або відхилити від заданого напрямку руху, викликати ковзання коліс і перекидання.

Під поворотністю розуміють властивість автомобіля до розвороту при певному радіусі повороту та кутовою швидкістю руху автомобіля, без втрати курсової стійкості. Тобто поворотність це саме властивість автомобіля до його утримання у певних стаціонарних режимах руху, а керованість це здатність автомобіля швидко змінювати напрямку руху.

1.3 Аналіз досліджень керованості і стійкості автомобіля.

Серед великої кількості робіт, присвячених проблемі дослідження керованості і стійкості, слід виділити роботи, які заклали основи для створення сучасного автомобіля в цілому. Завдяки роботам Я.М. Певзнера [38], А.М. Ляпунова [39], А.С. Литвинова [30, 31, 40], Е.А. Чудакова [32], Д.А. Антонова [41, 42], П.В. Аксенова [43], Е.А. Майборода [44], Л.Г. Лобаса [45, 46], С.В. Бахмутова [37, 47, 48], Р.П. Кушвіда [49, 50, 51], Дж. Вонга [52], В.Г. Бутиліна [53], J.R. Ellis [54, 35], Y. Furukawa [55], Н.В. Радєйка [56, 57, 58] і багатьох інших вдалося

закласти основи наукових шкіл і виробити шляхи розвитку сучасного автомобілебудування, що задовольняють постійно зростаючим виробничим і експлуатаційним вимогам.

У завданнях дослідження керованості і курсової стійкості руху автомобіля спочатку широко застосовувалася найпростіша велосипедна (одноколійна) модель плоскопаралельного руху в інерціальній системі координат [59, 60, 61]. У даній моделі автомобіль представлявся у вигляді велосипеда, колеса однієї осі представлялися у вигляді одного колеса з сумарною характеристикою шини по відведенню, було відсутнє вертикальне переміщення (динаміка), рульове управління і колеса були жорстко закріплені, приймалася тільки стаціонарні режими руху. Для цієї моделі приймалося допущення, що невіднесена маса (колеса) не має маси, а бічне відведення виникає за рахунок деформацій пневматичних шин, які оцінюються їх бічною жорсткістю. При цьому початок рухомих системи координат поєднувався з центром мас автомобіля, який розташовувався на рівні опорної поверхні. Дана модель дозволяла проводити оцінку критичної швидкості і повороткості автомобіля, а також вплив конструктивних параметрів автомобіля на їх чисельне значення.

Однак зіставлення розрахунків даної моделі з натурними експериментами показує істотну відмінність по параметрам. Основним недоліком велосипедної математичної моделі є те, що не можна теоретично дослідити вплив на керованість таких конструктивних параметрів як характеристики рульового управління і характеристики підвіски. Крім того, дана модель не здатна враховувати перерозподіл реакцій по колесам одного борту автомобіля в процесі руху.

Більш досконалою моделлю є просторова одномасова чотириколісна модель [31, 62, 63], яка враховує перерозподіл вертикальних реакцій. У цій моделі бічні реакції виражаються через кути відведення і коефіцієнти опору відведенню, які необхідно коригувати залежно від вертикальних навантажень, що діють на колесо. У більшості робіт кут розвалу коліс вважається незмінним, оскільки цей параметр впливає на крен кузова, проте недавно з'явилася робота [64], в якій аналізується стійкість з точки зору активної зміни кута розвалу коліс.

Використання просторової моделі розширює коло завдань, які можна вирішити з використанням даної моделі. Однак дана модель не дозволяє з достатньою точністю отримати достовірні результати, не враховуючи поведінки рульового управління, підвіски і коліс. Додавання до даної просторової математичної моделі додаткових ступенів свободи (вертикальне переміщення центрів мас) дозволяє більш якісно оцінити поведінку транспортного засобу. З цієї причини набули широкого поширення роботи по дослідженню просторової моделі з урахуванням пружного зв'язку між підресореними і непідресореними масами автомобіля [65].

Велика кількість робіт зарубіжних і вітчизняних авторів присвячена вивченню рульового управління, як окремої підсистеми, що значно впливає на показники керованості і стійкості автомобіля.

Чудаков Є.А. в своїй роботі [32], вивчаючи вплив кінематики рульового приводу, прийшов до висновку, що величина бічної реакції на внутрішньому колесі значно більше, ніж на зовнішньому колесі, по відношенню до центру повороту до початку бічного ковзання.

Цибунов Е. А. у своїй дисертації [66] розглядав вплив типу приводу рульового управління для автобусів особливо великого класу. Запропоновані ним методика поведінки руху двохмасової моделі для несталого режиму руху має хороший збіг показників зі стендовими експериментами.

Слід так само відзначити, що для більш повного опису математичної моделі поведінки реального автомобіля, важлива модель поведінки колеса. У ранніх теоретичних дослідження курсового руху автомобіля зв'язок пневматичної шини з дорожнім полотном описувалася лінійною залежністю [52, 61, 32]. Для визначення бічної реакції в зоні контакту пневматичної шини з опорною поверхнею береться добуток коефіцієнта опору бічному відведенню на відповідний кут відведення.

Пізніше поширення набула більш прогресивна модель [31, 30, 62, 63, 42], яка отримала назву теорії нелінійного відведення. У даній теорії враховувалася велика кількість вхідних параметрів: вертикальне навантаження, кут відведення,

кут нахилу колеса, тиск в шині, стан протектора, наявність тягово-гальмівних навантажень на колесі, тип і стан опорної поверхні тощо. Для конкретної шини ці дані отримувалися експериментальним шляхом. Співвідношення між усіма названими факторами складні і нелінійні.

Широке поширення серед нелінійних моделей пневматичної шини отримала магічна формула Пасейкі [56], отримана шляхом апроксимації експериментальної залежності бічної реакції від кута відведення.

Окрім названих моделей використовуються також характеристики взаємодії пневматика з опорною поверхнею, що виражені рівняннями кінематичних (неголономних) зв'язків, в яких реакції дороги є функціями узагальнених координат і швидкостей. Кінематичні рівняння в повному вигляді вперше були отримані М.В. Келдишем, а теорія кочення еластичного колеса мала місце в роботах Л.Г. Лобаса [45].

В роботі [67] проводилася оцінка впливу поперечної стійкості для автобусів великого та особливо великого класів при зміні положення пасажирів в салоні автобуса. Розглядалися варіанти найбільш несприятливих завантажень по параметру поперечної стійкості, запропоновані методи інформування водія про можливе погіршення стійкості автобуса.

Вплив конструктивних і експлуатаційних параметрів підвіски двохвісного автомобіля детально розглянуті в роботі Балакіна Є.В. [68]. Автор в даній роботі ідентифікував 12 конструктивних і експлуатаційних параметрів, які суттєво впливають на стійкість автомобіля, так само як і 20 інших параметрів, що не суттєво впливають на стійкість. На основі авторської методики передпроектного вибору параметрів елементів шасі, що дозволяє коректно визначати конструктивні і експлуатаційні параметри підвіски, вирішено проблему поліпшення стійкості руху транспортного засобу в режимі гальмування.

Однак вплив такого конструктивного фактора як розташування ведучої осі у першій або другій ланці транспортного засобу на даний момент досліджено недостатньо. У розглянутій літературі не проводилося дослідження впливу розташування приводу ведучої осі на керованість і стійкість транспортного

засобу, а також немає конкретних рекомендацій щодо вибору його конструкції і основних параметрів.

1.4 Модель відведення еластичного колеса

Задачі кочення деформуємих тіл присвячена велика кількість робіт теоретичного та практичного характеру. Починаючи з Брульє у 1925 р. почалися роботи з дослідження процесів кочення колеса та продовжилися як представниками теоретичного напрямлення М.В. Келдиш, Г.В. Аронович, Ю.И. Неймарк, Н.А. Фуфаєв, Л.Г. Лобас, Н.В. Радєжко, R.S. Sharp, I.J.M. Besselink, так і представниками практичного напрямлення, інженерами дослідниками Б. Фон Шлиппе, Р.Ф. Дитрихом, К.С. Колесниковим, В.С. Гоздеком, В.І. Гончаренко, Б.М. Шифриним.

Інтерес до цієї задачі останнім часом значно зріс з появою нових технологій та у зв'язку з розвитком розрахункових і аналітичних методів при вивченні динаміки кочення коліс з пневматичними шинами.

Теорія кочення колеса являє собою галузь механіки, в якій визначаються сили, які діють на пружне колесо, що котиться по недеформованій опорній поверхні. Виявляються залежності сил від фазових змінних, тобто координат, які характеризують положення колеса, та його похідних за часом, виявляються закономірності кінематичних зв'язків при коченні колеса.

У теорії кочення колеса розглядаються два види руху:

- стаціонарний, який супроводжується рівномірним переміщенням центра колеса при його постійній орієнтації диска в просторі та незмінній реакції в плямі контакту;

- нестаціонарний, при якому рух колеса може бути довільним, а реакція міняється з часом.

До першого виду руху відносяться малочисельні дослідження, що стосуються формулювання визначальних рівнянь теорії нестаціонарного кочення, що встановлюють зв'язок між реакцією в області контакту з опорною поверхнею і фазовими змінними абсолютно твердого диска колеса. До другого виду належать

численні роботи, в яких вивчається динаміка важливих конкретних систем з використанням тієї чи іншої теорії кочення. В даний час число робіт другої групи зросло на порядок. У деяких з цих робіт містяться пропозиції, що значно вплинули на розвиток теорії нестационарного кочення, а також способи і результати визначення параметрів еластичного колеса з шиною.

В області стаціонарного кочення колеса всі результати можна поділити на чотири основні групи [39]:

- емпіричні;
- напівемпіричні;
- теоретичні одномірні (моделі у вигляді пружин, щітки, кільця, балки, нитки);
- теоретичні двовимірні (оболонки) та тривимірні (моделі які реалізуються за допомогою метода кінцевих елементів).

Моделі першої групи засновані на феноменологічному підході, при якому співвідношення, що характеризують залежності сил і моментів, що діють на колесо, від параметрів руху носять емпіричний характер, а зв'язок між константами теорії і практичними даними встановлюється дослідним шляхом. При цьому внутрішня структура деформуємого колеса і детальний характер взаємодії елементів деформуємої периферії колеса з опорною поверхнею не розглядаються. Таким чином, предмет вивчення представляється у вигляді якоїсь "чорної скриньки", поведінка і властивості якої визначаються її зовнішніми характеристиками [69]. Ці емпіричні моделі являють собою згладжені графіки залежностей поздовжніх та поперечних сил від вертикального навантаження та тиску в шині колеса, поздовжнього проковзування, кута відведення та багатьох інших вхідних параметрів. При цьому точність залежить від того, наскільки ці вихідні параметри змінювались під час проведення експериментальних випробувань. До таких моделей відносять модель А.Б. Брюханова (кусково-лінійна інтерполяція матриць), Р. Ф. Абдєєва (з використанням поліномів другого порядку), Ю. А. Брянського та М. Н. Караваєва (поліном другого порядку та членами парних взаємодій) [70, 71, 72].

Напівемпіричні моделі базуються на гіпотезі, в який зв'язок між змінними встановлюються на основі експериментальних досліджень. Цей розділ представлений моделями М.В. Келдиша, Ю.І. Неймарка, Н.А. Фуфаєва (використовуються рівняння з кінематичними та динамічними коефіцієнтами), Д.А. Антонова (розроблені відповідні функції і коефіцієнти корегування), Н. Sakai (функції гірпоболічного tg та exp), G. Rimondi, P. Gavardi (експоненціальні функції), Н. Dugoff (функції зворотнього tg). Найбільшого поширення отримали моделі E. Bakker, L. Niborg, Н. Расејка, в яких використовувались функції $\sin$ від $\arctg$. На цій основі була побудована робота А.В. Дика [73].

Модельний підхід (який описує теоретичні одно-, дво- та тривимірні моделі) характеризується дослідженням колеса з конкретним представленням деформуємої поверхні у вигляді сукупності елементів деформуємих стрижнів, балок або пружин, які моделюються в форму зовнішньої оболонки шини колеса. Даний підхід досліджує механізм взаємодії точок периферії колеса по всій області контакту шини з опорною поверхнею. Наведена конструкція периферії шини дозволяє математичне описання у формі сукупності диференційних операторів, які можна розглядати як окрему математичну модель деформуємого колеса. Також модель враховує складну взаємодію між бічними силами та кутами відведення, питання кінематики шини та конструктивні особливості (неоднорідність шини через різноманітне розташування ниток корда, товщини гуми) [30]. Ці особливості підходу значно переобтяжують математичну модель, роблять її громіздкою та незручною у дослідженні.

До групи теоретичних одномірних моделей відносять плоскі деформуємі моделі, в яких периферія колеса замінюється на спрощену механічну модель. Для цього підходу властиво відстеження механізмів взаємодій точок периферії колеса в плямі контакту з опорною поверхнею, а також більш глибоке проникнення в деталі процесу кочення. Це дозволяє позбавитись від різноманітних теорій, оскільки система підпорядковується простим законам механіки. До цієї групи належать моделі: щітки (Н. Fromm, С. Liu Н. Peng [74]), натягнутої нитки (В. Von Schlippe R. Dietreich [75]), натягнутої нитки з елементами протектора (Н. Расејка

[76]), балки (E. Fiala [77], H. Sakai [78]), балки на розтяжінні (F. Frank, J.R. Elis [65]), деформуємих радіальних стрижнів (Sharp [54]) та ін.

Моделі четвертої групи описують об'ємну модель колеса та найбільш повно відображають механіку роботи колеса. Разом з цим математична складова моделі стає надзвичайно складною і розрахунки виконуються за допомогою чисельних методів прикладної механіки. Завдяки прогресу та удосконаленню електронно-обчислювальних машин та програмного забезпечення останнім часом в цій області стали з'являтися нові дослідження (E. Tonuk, S. Unlusoy [79], M. Sayers D. Han [80]) та ін.

Модель для даної роботи повинна враховувати різноманітні залежності сил бічного відведення і бути достатньо адекватною, відповідати тим умовам, в яких працюють шини (перерозподіл навантажень, врахування тягово-гальмівних зусиль) автобуса.

Серед сил і моментів які діють на будь-які колісний транспортний засіб в процесі його руху, найбільш суттєвими є реакції, що виникають в плямі контакту шини колеса з опорною поверхнею. Саме з цієї причини аналіз математичної моделі руху автомобіля повинен починатись з обґрунтування вибору моделі еластичного колеса. Оскільки будь-яке уточнення основної системи рівнянь руху не дозволяє отримати схожі результати між розрахунками математичної моделі та експериментальними дослідженнями, бо саме еластичне колесо являє собою найбільші труднощі для моделювання, що потребує особливої уваги до явищ, що виникають при коченні еластичного колеса з відведенням і поздовжнім проковзуванням, то саме через це широкого розгалуження набули теорії бічного відведення колеса.

На даний час існує декілька основних напрямлень теорії кочення пневматичного колеса з відведенням. Умовно усі існуючі теорії можна поділити на три основні напрямлення [75]:

- 1) теорії, що засновані на рівняннях кінематичних зв'язків;
- 2) деформаційні теорії;
- 3) теорії, що пов'язані з гіпотезою відведення.

Теорія з кожного напрямку має свої переваги та недоліки, але вибір теорії залежить безпосередньо від цілей, які розглядаються.

1.4.1 Модель І.Рокара

Однією з перших була гіпотезі лінійного відведення І. Рокара [61]:

$$Y = k \cdot \delta \quad (1.1)$$

Сила бічного відведення (1.1), що діє при коченні колеса з відведенням, пропорційна куту відведення. Нехай максимальна поперечна деформація колеса з відведенням Δ , а довжина ділянки пружної деформації σ (кут релаксації). Кут між напрямом кочення колеса та центральною поздовжньою площиною δ - кут відведення, для малих кутів відведення відповідає співвідношенню:

$$\delta = \frac{\Delta}{\sigma} \quad (1.2)$$

Розподілені сили відведення та пружні сили у плямі контакту шини з опорною поверхнею утворюють врівноважену систему сил на підставі закону Гука.

Широкого розповсюдження ця теорія отримала завдяки своїй простоті та точним як кількісним, так і якісним збігом результатів, отриманих в результаті цього підходу, з результатами отриманими експериментально. Серед переваг даної теорії варто віднести і те, що вона враховує основну властивість пружного тіла – рух під кутом до осі обертання, а відповідна силова характеристика може бути визначена емпірично, з урахуванням властивостей пневматика.

Основними недоліками гіпотези по Рокару є [43]:

- теоретичні розрахунки співпадають з експериментами лише при малих значеннях кута відведення;

- гіпотеза не враховує елементарне ковзання в плямі контакту колеса з опорною поверхнею;
- в гіпотезі не враховуються бокові деформації пневматика при прикладанні деформаційних сил.

У деформаційній теорії, заснованій на основі фізичних моделей, зміщення шини у плямі контакту залежить виключно від фізичних властивостей колеса – тертя та розподілу тиску в плямі контакту, форми протектора. При цьому приймається апроксимація у вигляді дрібно-іраціональної функції [81]

$$Y = \frac{k \cdot \delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{k \cdot \delta}{N \cdot \varphi} \right)^2}} \quad (1.3)$$

Також у безрозмірному вигляді, за умови що

$$q = \frac{k}{N} \quad (1.4)$$

$$\bar{Y} = \frac{q \cdot \delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{q \cdot \delta}{\varphi} \right)^2}} \quad (1.5)$$

Основні характеристики даної апроксимації: монотонно зростаюча як функція кута відведення; тангенс кута нахилу на початку координат дорівнює безрозмірному коефіцієнту опору відведення; граничне значення безрозмірної сили відведення дорівнює коефіцієнту зчеплення колеса в поперечному напрямку; розкладання в ряд Тейлора представлено у вигляді знакозмінних рядів по непарним ступеням.

1.4.2 Модель щітки

Модель щітки [80, 76] заснована на відносно простому уявленні структури шини та передбачає, що шина являє собою еластичний матеріал, а кожен окремий протектор шини представлений у вигляді великої кількості невеликих пружних прямокутних елементів, закріплених на жорсткому кільці, рис 1.1.

Елементи протектора (щітинки) утворюють поверхню протектора, яка входить в контакт з дорожньою поверхнею. Вважається, що властивості цих елементів забезпечуються еластичністю конструкції каркаса та окремих елементів протектора реальної шини. Під час вільного кочення колеса за відсутності тягового або гальмівного зусилля, а також бічного проковзування, колесо рухається по прямій, паралельно поверхні дорожнього полотна, в площині колеса і відповідному напрямку. В такому випадку елементи протектора вважаються вертикальними і переміщаються від переднього краю до заднього, без відхилень у горизонтальній площині, та, відповідно, без поздовжніх або бокових зусиль. Ймовірна присутність опору кочення не враховується. Перша частина в плямі контакту шини вважається прямокутною (рис 1.1), де символ a являє половину її довжини та b – її ширину. В плямі контакту шини має місце параболічне нормальне розподілення тиску P , яке починається в точці початку плями контакту та закінчується в кінці. При незначних проковзуваннях (поздовжньому, боковому проковзуванні) протектор в зоні контакту знаходиться повністю в зчепленні з дорожньою поверхнею, але коли значення сил проковзування зростають, з'являється зона проковзування від задньої сторони плями контакту. Ця зона збільшується зі збільшення значень сил проковзування аж до повного проковзування. Вважається, що сили в плямі контакту обумовлені деформаціями пружних властивостей шини. В плямі контакту сили проковзування викликані силами тертя проковзування. Модель може працювати або з чистим, або з комбінованим проковзуванням.

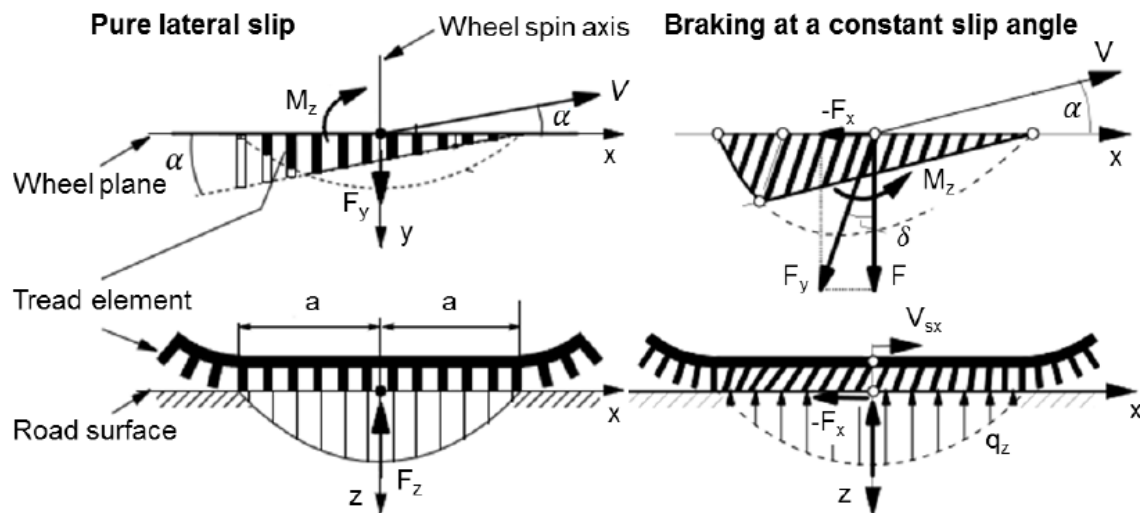


Рисунок 1.1- Модель щітки

1.4.3 Модель Fiala

Для наближеного опису характеристик бічного відведення шин використовують напівемпіричні формули, в яких використовують відомі факти та гіпотези, які встановлюють зв'язок між коефіцієнтами та геометричними параметрами шин. Великої популярності набула так звана «магічна формула» [77], розроблена в Дельтфському університеті, на чолі з Хансом Пасейка. В її основі лежать тригонометричні функції:

$$F = D \sin(\text{Cartan}(B\alpha - E(B\alpha - \arctan B\alpha))) \quad (1.6)$$

де D, C, B, E – сталі коефіцієнти для відповідного колеса;

α – кут відведення.

В моделі E.Fiala [77] підхід такий самий, як і в моделі щітки. Він використовується для моделювання структури шини та відхилення (відведення) в плямі контакту. Модель Fiala передбачає параболічне нормальне розподілення навантаження по прямокутному контактному полю. Статичний коефіцієнт тертя (тертя при нульовому ковзанні) використовується у комбінації з динамічним (тертя при повному ковзанні) для визначення лінійного тертя відносно швидкості проковзування. Рівняння моделі розробляється тільки для випадку чистого

проковзування (поздовжнього або бокового). Наприклад, чиста бічна сила являє собою параболічну криву для значень кута бокового проковзування, менше критичного кута відведення α^* , та вважається, що після цього критичного значення вона стає постійною (горизонтальна крива), рис 1.2.

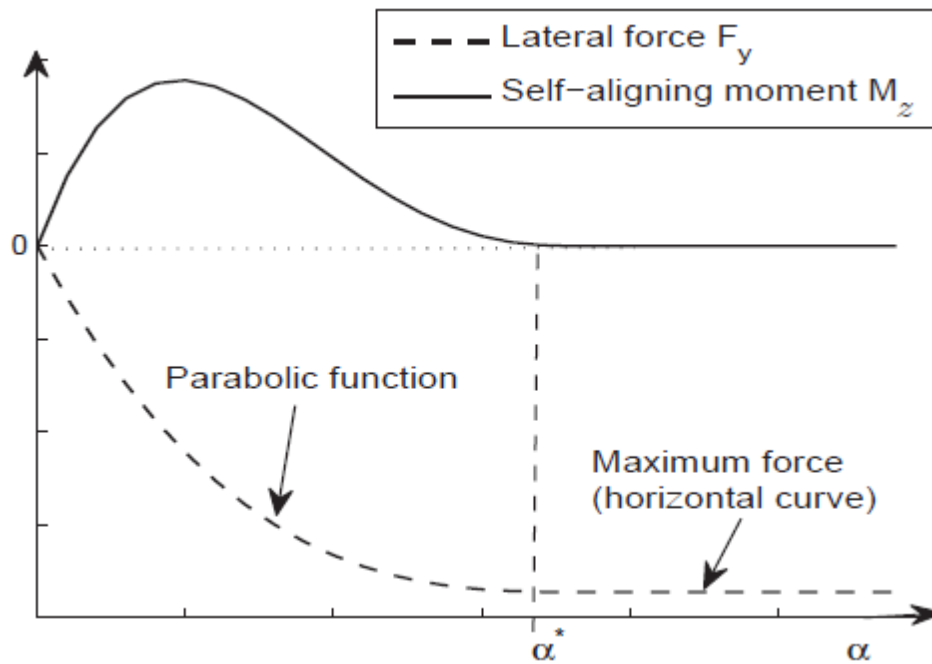


Рисунок 1.2- Модель Fiala [77]

Е. Fiala визначав чисту бічна силу F_y наступним чином:

$$F_y = \mu \cdot F_z \cdot (1 - H^3) \quad (1.7)$$

де μ - коефіцієнт;

F_z - вертикальне навантаження;

H - зведена функція.

$$H = 1 - \frac{C_\alpha \cdot \tan(\alpha)}{3 \cdot \mu \cdot F_z} \quad (1.8)$$

де C_α - коефіцієнт опору бічного відведення;

α - кут бічного відведення.

Окрім цього, Е. Fiala визначив чітку залежність до визначення максимального значення п'яточного моменту M_z^{MAX} , відносно кута бічного відведення α^* :

$$\alpha = \frac{\alpha^*}{3} \quad (1.9)$$

Слід зазначити, що моделлю E.Fiala у своїх дослідженнях користується компанія Messier-Dowty.

1.4.4 Модель Антонова

У своїх роботах Антонов Д.А. [42, 41] запропонував власний напівемпіричний метод визначення сили бічного відведення колеса. Зовні формула сили бічного відведення (1.10), дуже схожа на визначення Рокара, але експериментальний коефіцієнт відведення k_{y0e} залежить від геометричних параметрів шини та корегується відповідним поправочним коефіцієнтом q .

$$Y = q \cdot k_{y0e} \cdot \delta \quad (1.10)$$

$$q = q_z \cdot q_x \cdot q_\varphi \cdot q_\gamma \cdot q_\approx \cdot q_{ш} \cdot q_{zр} \cdot q_{н.в} \cdot q_{п.н} \quad (1.11)$$

де q_z - коефіцієнт впливу на відведення перерозподілу нормальних реакцій в плямі контакту шини;

q_x - коефіцієнт впливу тягових і гальмівних зусиль;

q_φ - коефіцієнт зчеплення;

Q_γ - коефіцієнт кута нахилу площини коліс до опорної поверхні;

$Q_\approx$ - коефіцієнт урахування коливань коліс, виникаючих при русі по нерівній дорожній поверхні;

Q_{uu} - коефіцієнт, враховуючий тиск повітря в шині;

Q_{cp} - коефіцієнт, враховуючий деформаційні властивості опорної поверхні;

$Q_{н.в.}$ - коефіцієнт, враховуючий нестале відведення;

$Q_{н.н}$ - коефіцієнт, враховуючий початкову нелінійність руху.

Якщо транспортний засіб експлуатується на дорогах з твердим покриттям, при нормальному тиску повітря в шині і при сталому русі, то коефіцієнти:

$$q_\gamma = q_\approx = q_{uu} = q_{cp} = q_{н.в.} = q_{н.н} = 1$$

Тоді вираз (1.10) прийме вид:

$$Y = q_z \cdot q_x \cdot q_\varphi \cdot k_{y0e} \cdot \delta \quad (1.12)$$

Окрім запропонованого в роботі Д.А. Антонова [41] визначення поправочного коефіцієнта (1.11), в роботі наведений розрахунок екстремального коефіцієнта опору відведення, який пов'язаний з геометричними параметрами шини:

$$k_{y0e} = 1000 \left(\frac{n_{uu}}{n_{uu} + 10} \right) DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} + \frac{6,2}{d^3 (n_{uu} + 8)} \left[\frac{DBH}{(D^2 - d^2)d} \right] P_{uu} \quad (1.13)$$

де n_{uu} - кількість шарів корду шини;

D - зовнішній діаметр шини;

d - внутрішній діаметр шини;

B - ширина шини;

H - висота профілю шини;

$P_{ш}$ - тиск повітря в шині.

У роботі [83] автор використовує методику розрахунку Д.А. Антонова і приходять до висновків, що розрахункова бічна сила відведення Y точніше співпадає з бічною силою, отриманою експериментально. Хоча при малих значеннях кута відведення δ відношення до бокової сили залишається незмінним (тобто $\frac{Y}{\delta} = k = const$) і залежність стає лінійною в невеличкому діапазоні.

1.5 Задачі дослідження

Огляд вітчизняних і закордонних публікацій по дослідженню маневреності і стійкості транспортних засобів і динамічного поведіння їхніх ланок показує на відсутність уніфікованих математичних моделей і підходів до визначення і аналізу показників маневреності і стійкості руху.

Актуальність даної роботи посилюється і тим, що зараз на часі питання широкої експлуатації зчленованих автобусів різних компоновальних схем.

У зв'язку з цим метою роботи є поліпшення показників маневреності і стійкості зчленованих автобусів особливо великого класу шляхом вибору оптимальних конструктивних параметрів автобуса і причепа, а також раціональної схеми прикладання тягових зусиль.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні задачі:

1. Розробка математичних моделей різного ступеню складності, які дозволяють за заданими конструктивними параметрами прогнозувати показники маневреності та стійкості руху зчленованих автобусів особливо великого класу.

2. Доведення існуючої нелінійної плоскої моделі зчленованого автобуса до просторової, що враховує зміну нормальних реакцій опорної поверхні на його

колеса, вплив поздовжніх тягових зусиль як на колесах другої осі першої ланки, так і на осі другої ланки, а також зміну коефіцієнтів опору відведення від дії цих сил і реакцій.

3. Дослідження впливу компоновальних параметрів та експлуатаційних режимів на показники маневреності та стійкості руху автобусів особливо великого класу за різних способів прикладення тягового зусилля - або на другу вісь першої ланки, або на вісь другої ланки.

4. Визначення найбільш вагомих факторів, що впливають на показники маневреності та стійкості руху зчленованих автобусів особливо великого класу. Розробка засобів візуалізації руху та необхідних коридорів для просторової моделі

5. Вибір та обґрунтування раціональної схеми прикладання тягових зусиль для покращення маневреності та стійкості руху зчленованого автобуса.

6. Експериментальна перевірка адекватності розробленої математичної моделі розрахунку показників маневреності та стійкості зчленованого автобуса особливо великого класу

7. Розробка рекомендацій щодо використання результатів дослідження з метою покращення показників маневреності та стійкості руху зчленованих автобусів особливо великого класу

2. ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТА АНАЛІЗ ПОВОРОТКОСТІ ЗЧЛЕНОВАНОГО АВТОБУСА

2.1 Фізичні допущення при побудові математичної моделі.

У теорії керованого руху зчленованого автобуса (у подальшому автопоїзда) при моделюванні руху в просторі приймаються наступні основні допущення [84]:

- складові елементи автопоїзда вважаються абсолютно твердими тілами;
- відстань між ланками автопоїзда не змінюється;
- не враховується наявність зазорів та люфтів у тягово-зчіпному та сидельно-зчіпному пристроях;
- при русі автопоїзда по дорогах реального мікропрофілю кут скручування рами та її жорсткість на скручування не враховуються;
- автопоїзд рухається по рівній горизонтальній поверхні;
- керуючий вплив на параметри руху автопоїзда здійснюється через керовані колеса ведучої ланки автопоїзда;
- невіднесена маса вважається такою що не крениться;
- поздовжня швидкість руху автопоїзда постійна;
- за основну траєкторію приймається траєкторія центра мас ведучої ланки;
- взаємодія колеса з опорною поверхнею виражається через реакцію опорної поверхні, що є функцією кута відведення.

2.1.1 Основні параметри моделі

Зчленовані міські автобуси на відміну від вантажних автопоїздів майже не відрізняються за компоновальною схемою, проте мають суттєві конструкційні відмінності, хоча і використовують однотипні вузли та агрегати. Але кінематичні зв'язки ідентичні, що дає нам право розглядати автобус як повноцінний автопоїзд з двома окремими ланками.

Під час руху автопоїзда в просторі, окрім переміщення в горизонтальній площині, виникають коливання (переміщення) в вертикальній площині, обумовленні нерівністю дорожньої поверхні. Збурення в одній площині

викликають їх зміну також в іншій, при цьому існують взаємні нелінійні зв'язки, між змінними, які проявляють себе по різному в залежності від первинних умов і режимів руху автопоїзда. Але реалізація найбільш повної математичної моделі руху автопоїзда, яка б враховувала зміну всіх змінних та відповідала руху реального автопоїзда, ускладнюється подальшою можливістю її аналізу.

Для спрощення цієї задачі спочатку розглянемо найбільш загальну схему дволанкового автопоїзда у горизонтальній (рис 2.1) та вертикальній площині без урахування колійності, що складається з двовісної ланки-тягача з керованими колесами на першій осі та прикладеним тяговим зусиллям до другої осі (перша ланка) і причепа з одною некерованою віссю (друга ланка).

Для цієї схеми введемо наступні позначення (рис. 2.1): Oxy - плоска інерційна система декартових координат; M , m , J - центр мас, маса та центральний момент інерції першої ланки відносно вертикальної осі; M_1 , m_1 , J_1 - центр мас, маса та центральний момент інерції другої ланки відносно вертикальної осі; θ - кут повороту керованих коліс; γ - кут складання, який утворюється між поздовжніми осями першої і другої ланки автопоїзда; X_{ij} , Y_{ij} - поздовжні і бокові реакції коліс i - осі від дорожнього полотна, j - борт автопоїзда (при тому що 1 - лівий, 2 - правий); V , U , ω - поздовжня, поперечна та кутова швидкості точки M ; V_1 , U_1 , ω_1 - поздовжня, поперечна та кутова швидкості точки M_1 ; δ_i - кут бічного відведення на відповідній осі автопоїзда; X , Y - поздовжні та поперечні сили які виникають в точці зчеплення зі сторони тягача; X_{Π} , Y_{Π} - поздовжні та поперечні сили які виникають в точці зчеплення зі сторони причепа.

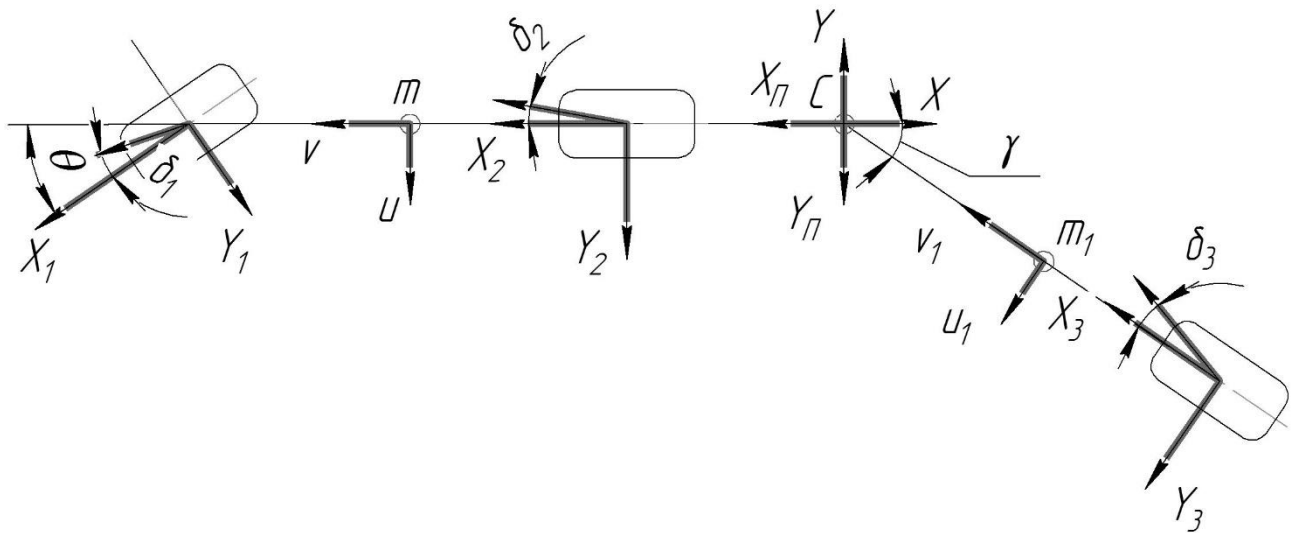


Рисунок 2.1– Одноколійна схема дволанкового автопоїзда

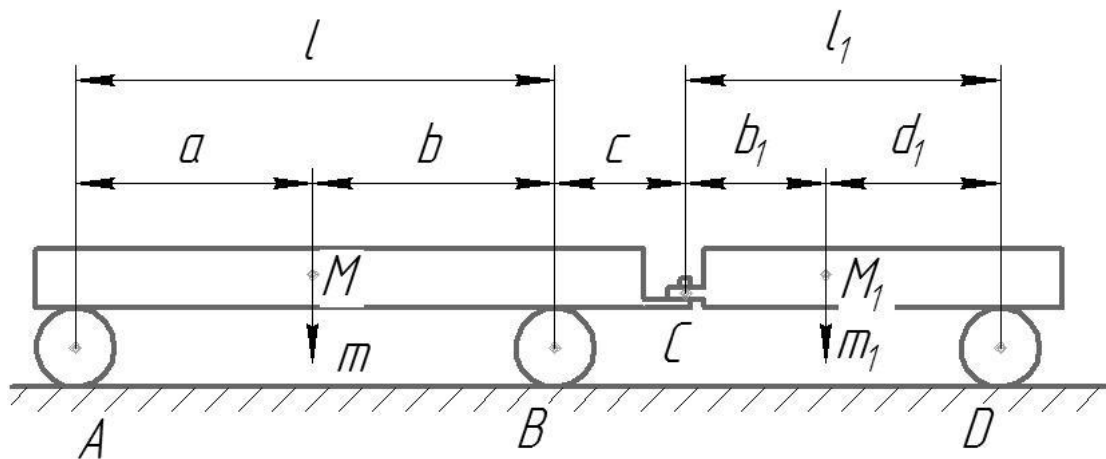


Рисунок 2.2– Основні компоновальні параметри автопоїзда

Геометричні параметри автопоїзда, рис 2.2:

$$a = AM, \quad b = MB, \quad l = a + b, \quad c = CB, \quad b_1 = CM_1, \quad d_1 = M_1D, \quad l_1 = b_1 + d_1$$

2.2 Аналіз повороткості автопоїзда в залежності від точки прикладення тягових зусиль

У літературі достатньо повно та ретельно розглянуті лінійні та нелінійні моделі руху автопоїздів [85, 86]. У цьому підрозділі детально буде розглянуто вплив тягових зусиль в різних точках їх прикладання (у першій або другій ланці) для різних математичних моделей, з метою аналізу зміни в кривих повороткості

та складання, як основних параметрів керованості зчленованих автопоїздів. Окрім не лінійності у визначенні стійкості руху колісного транспортного засобу, параметри руху у значній мірі залежать від тягових та гальмівних зусиль, які перерозподіляють бокові та поздовжні реакції в плямі контакту пневматика на дорожньому полотні та впливають на поворотність транспортного засобу

2.2.1 Аналіз повороткості нелінійної моделі автопоїзда

Розглянемо загальну схему сил для плоскої одноколійної моделі (рис 2.1). На першому етапі розділимо дволанковий автопоїзд на дві частини в точці зчленування та додамо відповідні реакції сил, рівні по значенню та протилежні по знаку: Y та X - для тягача, Y' та X' - для напівпричепа (рис 2.3).

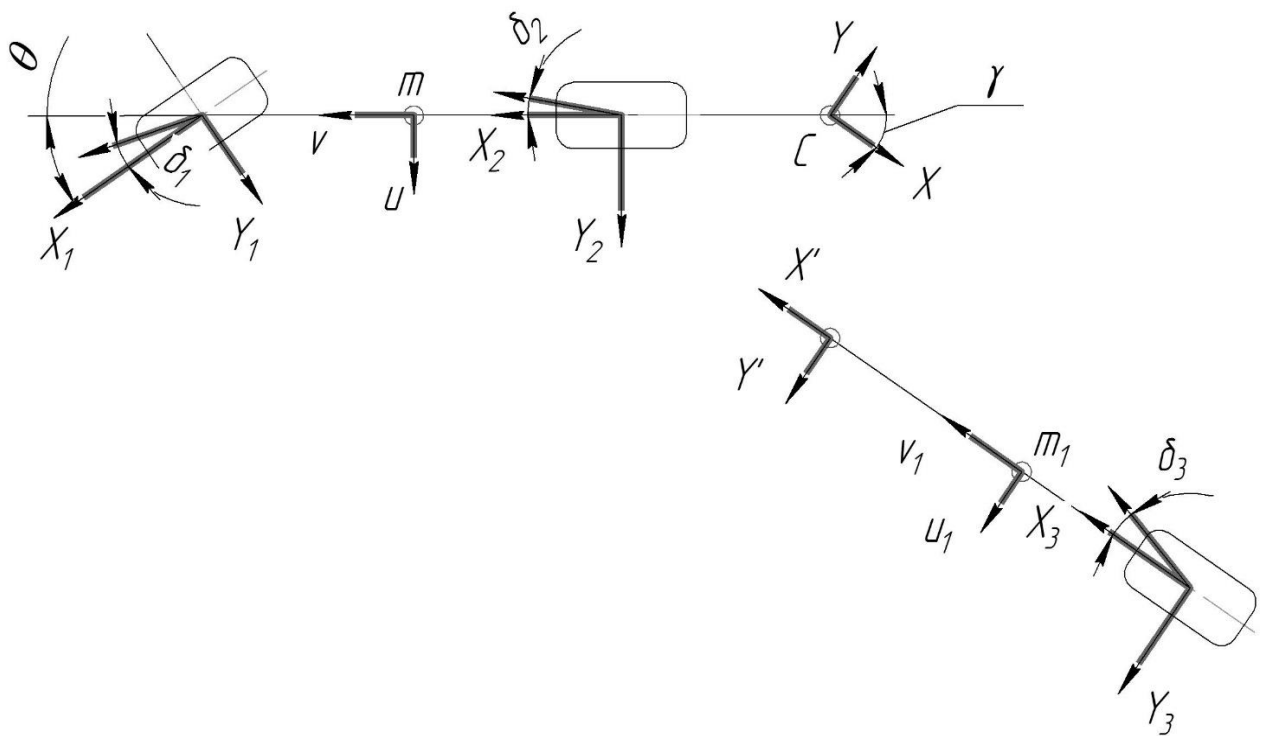


Рисунок 2.3— Окремі ланки одноколійної моделі автопоїзда

Для двох окремих ланок автопоїзда складемо системи рівнянь по основним змінним $\dot{v}$, $\dot{u}$, $\dot{\omega}$ (2.1, 2.2).

$$\begin{cases} -m(\dot{v} - \omega u) - Y_1 \sin\theta - X_2 - X \cos\gamma - Y \sin\gamma \\ -m(\dot{u} + \omega v) + Y_1 \cos\theta + Y_2 + X \sin\gamma - Y \cos\gamma \\ -J\dot{\omega} + aY_1 \cos\theta - bY_2 - cX \cos\gamma + cY \sin\gamma \end{cases} \quad (2.1)$$

$$\begin{cases} -m_1(\dot{v}_1 - \omega_1 u_1) + X' + X_3 \\ -m_1(\dot{u}_1 + \omega_1 v_1) + Y' + Y_3 \\ -J_1 \dot{\omega}_1 - b_1 Y_3 + d_1 Y' \end{cases} \quad (2.2)$$

При цьому варто звернути увагу, що в рівняння увійшли поздовжні тягові зусилля X_i . Оскільки в існуючих прототипах зчленованих автопоїздів є варіанти прикладання зусиль або до другої осі (першої ланки), або до осі другої ланки, то ці два варіанти ($X_2 \neq 0, X_3 = 0$; $X_2 = 0, X_3 \neq 0$) будуть розглянуті в подальшому. Окремо варто сказати, що на першій осі тягове зусилля відсутнє в будь-якому випадку, тому $X_1 = 0$ та в рівняннях участі не приймає.

Визначимо кутову швидкість ω_1 та кутове прискорення $\dot{\omega}_1$ для другої ланки:

$$\omega_1 = \omega - \dot{\gamma} \quad (2.3)$$

$$\dot{\omega}_1 = \dot{\omega} - \ddot{\gamma} \quad (2.4)$$

Запишемо рівняння для поздовжньої швидкості v_1 та поздовжнього прискорення $\dot{v}_1$ другої ланки:

$$v_1 = v \cos\gamma - (u - c\omega) \sin\gamma \quad (2.5)$$

$$\dot{v}_1 = \dot{v} \cos\gamma - v \dot{\gamma} \sin\gamma - (\dot{u} - c\dot{\omega}) \sin\gamma - (u - c\omega) \dot{\gamma} \sin\gamma \quad (2.6)$$

Запишемо рівняння для бокової швидкості u_1 та бокового прискорення $\dot{u}_1$ другої ланки:

$$u_1 = v \sin\gamma - (u - c\omega) \cos\gamma - d_1 \omega_1 \quad (2.7)$$

$$\dot{u}_1 = \dot{v} \sin \gamma + v \dot{\gamma} \cos \gamma + (\dot{u} - c \dot{\omega}) \sin \gamma - (u - c \omega) \dot{\gamma} \sin \gamma - \dot{\omega}_1 d_1 \quad (2.8)$$

Розв'яжемо систему рівнянь (2.2) відносно невідомих X' та Y' . У спрощеному вигляді ця система матиме вид:

$$X' = m_1(\dot{v}_1 - \omega_1 u_1) - X_3 \quad (2.9)$$

$$Y' = m_1(\dot{u}_1 - \omega_1 u_1) - Y_3 \quad (2.10)$$

Отримане значення $X'Y'$ підставляємо в рівняння по змінній $\dot{v}$ та розв'язуємо його:

$$m(\omega u - \dot{v}) + m_1(\omega u - c \omega^2) - Y_1 \sin \theta + Y_3 \sin \gamma + X_2 + X_3 \cos \gamma + m_1 d_1 (-\dot{\gamma}^2 \cos \gamma + \omega \dot{\gamma}^2 \sin \gamma - \omega^2 \cos \gamma + \dot{\omega} \sin \gamma - \ddot{\gamma} \sin \gamma) - m_1 \dot{v} \quad (2.11)$$

Якщо розглядати стаціонарний режим руху, коли похідні дорівнюють нулю (а саме такий і буде розглядатись далі в роботі), то рівняння по похідній поздовжньої швидкості $\dot{v}$ (2.11) можна спростити:

$$m \omega u + m_1 \omega (u - c \omega - d_1 \omega \cos \gamma) - Y_1 \sin \theta + Y_3 \sin \gamma + X_2 + X_3 \cos \gamma \quad (2.12)$$

Оскільки ми розглядаємо поздовжні сили та їх вплив на стаціонарний круговий або лінійний рухи, в рівнянні поздовжньої швидкості необхідно звернути увагу на те, що їх визначення було б не коректним без урахування сили аеродинамічного опору, і рівняння (2.12) прийме вигляд:

$$m \omega u + m_1 \omega (u - c \omega - d_1 \omega \cos \gamma) - Y_1 \sin \theta + Y_3 \sin \gamma + X_2 + X_3 \cos \gamma + F_{\text{сопр}} \quad (2.13)$$

Визначимо систему, яка задає множину стаціонарних станів.

$$\begin{cases} -m\omega v - m_1\omega v + m_1d_1\omega^2\sin\gamma + Y_1\cos\theta + Y_2 + Y_3\cos\gamma - X_3\sin\gamma \\ cm_1\omega v - cd_1m_1\omega^2\sin\gamma + aY_1\cos\theta - bY_2 - cY_3\cos\gamma + cX_3\sin\gamma \\ d_1m_1\omega(usin\gamma - c\omega sin\gamma - vcos\gamma) + l_1Y_3 \end{cases} \quad (2.14)$$

Як бачимо, для вирішення системи (2.14) лишається одна невідома X_3 , яка відповідає тяговому зусиллю на третій осі, а також опосередковано входить тягове зусилля на другій осі X_2 . Визначити ці зусилля можливо з рівняння (2.12), причому, якщо розглядати випадок $X_2 = 0$, то можна визначити X_3 :

$$X_3 = \frac{m\omega u + m_1\omega(u - c\omega - d_1\omega\cos\gamma) - Y_1\sin\theta + Y_3\sin\gamma + F_{\text{сопр}}}{\cos\gamma} \quad (2.15)$$

Аналогічним чином визначається з рівняння (2.12) і сила X_2 , за умови, що $X_3 = 0$, та має загальний вигляд:

$$X_2 = m\omega u + m_1\omega(u - c\omega - d_1\omega\cos\gamma) - Y_1\sin\theta + Y_3\sin\gamma + F_{\text{сопр}} \quad (2.16)$$

При побудові графіків повороткості та складання будемо використовувати нелінійні сили бічного відведення, як функції безрозмірного вертикального навантаження (3.8), при постійному радіусі $R = 30,5$ м. Для цього проінтегруємо систему рівнянь (2.14) при швидкостях v з певним кроком, підбираючи параметр θ так, щоб траєкторія вписувалась в постійний радіус. Отримані точки об'єднаємо сплайн апроксимацією. На рис. 2.4 зображені криві повороткості, які відповідають випадкам прикладання тягового зусилля до другої осі першої ланки (суцільна лінія), та випадку прикладання тягового зусилля до осі другої ланки автопоїзда (пунктирна лінія).

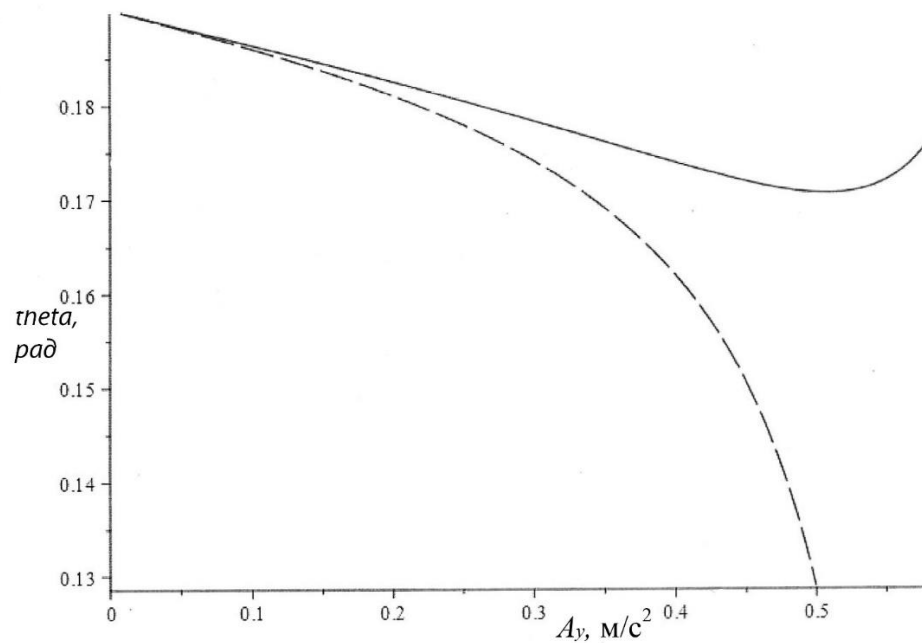


Рисунок 2.4 – Зміна поворотності автобуса при сталому радіусі (суцільна лінія - $X_2 \neq 0$, пунктирна лінія - $X_3 \neq 0$)

Як слідує з графіка поворотності (рис. 2.4), при зміні точки прикладання тягового зусилля з другої осі першої ланки на вісь другої ланки, крива поворотності змінює свій характер.

Аналогічно будуються та об'єднуються точки для кривої складання. На рис. 2.5 зображені криві кута складання γ при відповідних значеннях бічного прискорення A_y для відповідних значень тягових зусиль $X_2 \neq 0$ та $X_3 \neq 0$.

Як видно з наведених графіків, прикладання тягового зусилля на осі другої ланки ($X_3 \neq 0$) призводить до збільшення кута складання та зменшення кута повороту, що змінює характер поворотності.

У якості першого прототипу приймемо автобус МАЗ-205. Точка прикладання тягового зусилля на другій осі $X_2 \neq 0$, тобто тягове зусилля прикладається до другої осі першої ланки, а друга ланка тягнеться першою та повторює траєкторію її руху відповідно до впливу на неї бічних сил.

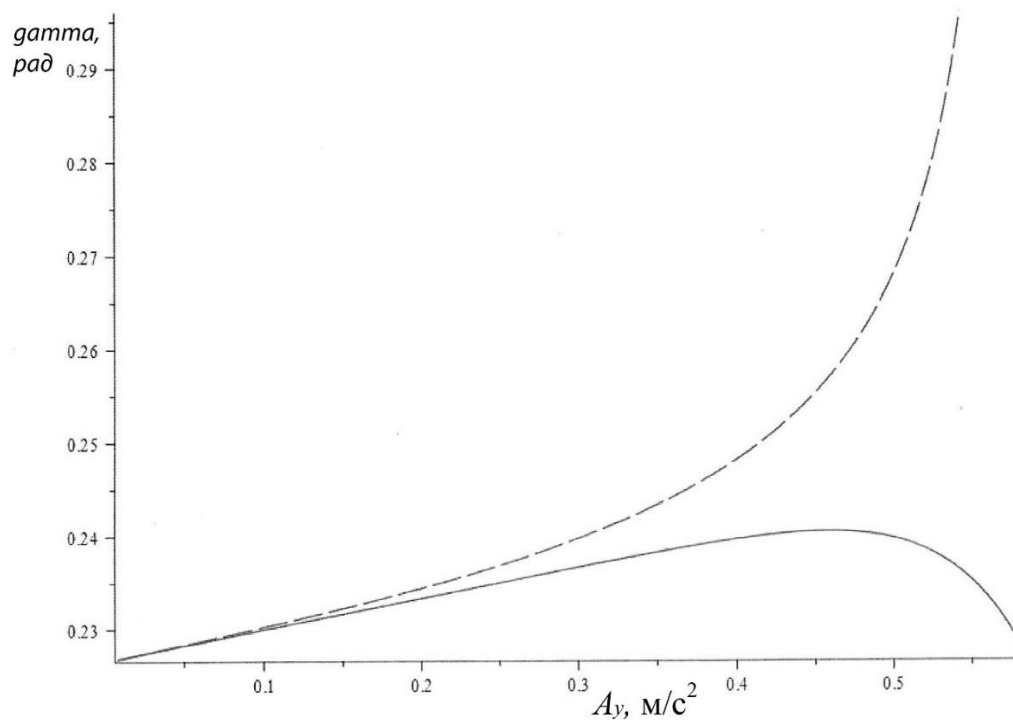


Рисунок 2.5– Зміна кута складання зчленованого автобуса при сталому радіусі
(суцільна лінія - $X_2 \neq 0$, пунктирна лінія - $X_3 \neq 0$)

Другий важливий для порівняння прототип з тяговим зусиллям на осі другої ланки $X_3 \neq 0$ та з потужним сервоприводом в точці зчленування. Це ЛАЗ А291. Якби у цьому прототипі був відсутній сервопривод, який корегує та задає кут складання γ при довільному русі, то існувала б можливість «складання» автопоїзда, тобто при штовханні другою ланкою першої та при значних кутах складання γ (або поперечної швидкості) був би можливий розворот першої ланки та збільшення кута складання γ до критичних значень та втрати контролю над рухом автопоїзда.

Із графіків рис. 2.4 та рис. 2.5 слідує, що при початкових значеннях бічного прискорення A_y кут складання автобуса при прикладенні тягового зусилля до осі другої ланки співпадає з кутом складання при прикладенні тягового зусилля до другої осі першої ланки. При подальшому збільшенні бічного прискорення A_y кут складання γ стрімко збільшується, в той же самий час кут повороту керованих коліс першої ланки θ зменшується і друга ланка починає відхилятися від

траєкторії першої ланки, поки зі збільшенням бічного прискорення A_y не втрачає стійкість.

2.2.2 Аналіз повороткості лінійної моделі автопоїзда

Для зчленованого автопоїзда відома лінеаризована система рівнянь [35, 87, 88] записана у вигляді:

$$\begin{cases} -v\omega(m - m_1) + Y_1 + Y_2 + Y_3 = 0 \\ aY_1 - bY_2 - cY_3 + cm_1\omega v = 0 \\ -L_1Y_3 + d_1m_1\omega v = 0 \end{cases} \quad (2.17)$$

У повністю лінеаризованій моделі руху прийнята лінійна теорія відведення:

$$Y_i = k_i \cdot \delta_i \quad (2.18)$$

Для системи (2.17) відомі аналітичні співвідношення, що визначають відповідно лінійні повороткість та складання [89]

$$\theta_{lin} = \frac{l}{R} + \left(\frac{Z_1}{k_1} - \frac{Z_2}{k_2} \right) \cdot \bar{a}_y \quad (2.19)$$

$$\varphi_{lin} = \frac{L_1 + c - b}{R} - \left(\frac{Z_3}{k_3} - \frac{Z_2}{k_2} \right) \cdot \bar{a}_y \quad (2.20)$$

У випадку прикладання тягового зусилля до осі другої ланки $X_3 \neq 0$, система приймає вигляд:

$$\begin{cases} -v\omega(m - m_1) + Y_1 + Y_2 + Y_3 - X_3\varphi = 0 \\ aY_1 - bY_2 - cY_3 + aX_1 + cX_3\varphi + cm_1\omega v = 0 \\ -L_1Y_3 + d_1m_1\omega v = 0 \end{cases} \quad (2.21)$$

Але при повній лінеаризації всіх складових елементів, що пов'язані з поздовжньою силою X_3 , її вплив дослідити неможливо (в рівняннях вона буде відсутня). Якщо враховувати основну складову величини X_3 (випадок, коли X_3 є лише квадратичною функцією від поздовжньої швидкості), то система (2.21) може бути розв'язана відносно фазових змінних u , ω , φ . Ці співвідношення можуть бути трансформовані до вигляду, що визначають пряму поворотності та складання, які на початку координат співпадають з кривими, що отримані за залежностями (2.19, 2.20). Тому ця задача в нелінійній постановці є актуальною та потребує аналізу та розробки відповідних методів дослідження.

Повернемося до випадку $X_2 \neq 0$. Цю задачу будемо вирішувати в два етапи. Перший базується на аналізі системи (2.17), в якій сили відведення вважаються лінійними функціями кута відведення. Подібну задачу розглядав Pauwelussen [88], [89], а пізніше О.П. Кравченко та В.Г. Вербицький [89].

Така система може бути розв'язана відносно сил відведення, що реалізуються на осях:

$$\bar{Y}_1(\delta_1) = \bar{Y}_2(\delta_2) = \bar{Y}_3(\delta_3) = \frac{v^2}{gR}, \quad (2.22)$$

де $\bar{Y}_i = Y_i / N_i$ - безрозмірна сила відведення на i -й осі [35];

δ - лінеаризовані кути відведення

$$\delta_1 = \theta - \frac{u + a\omega}{v}, \quad (2.23)$$

$$\delta_2 = \frac{-u + b\omega}{v}, \quad (2.24)$$

$$\delta_3 = -\varphi + \frac{-u + (L_1 + c)\omega}{v}; \quad (2.25)$$

вертикальні реакції на осях

$$N_1 = \frac{bL_1m - (c-b)b_1m_2}{L_1l}, \quad (2.26)$$

$$N_2 = \frac{(a+c)b_1m_2 + aL_1m}{L_1l}, \quad (2.27)$$

$$N_3 = \frac{m_2d_1}{L_1}. \quad (2.28)$$

При сталому русі по колу заданого радіуса має місце співвідношення $\omega = \frac{v}{R}$, де v - поздовжня складова швидкості центру мас (Ц.М.) тягача, R – радіус траєкторії точки на поздовжній осі тягача, швидкість якої спрямована уздовж поздовжньої осі тягача.

Враховуючи, що різниця кутів відведення на першій і другій осях першої ланки $\delta_1 - \delta_2 = \theta - l/R$, на осі другої ланки і другій осі першої ланки $\delta_3 - \delta_2 = -\varphi + (L_1 + c - b)/R$, а величини кутів відведення, що відповідають стаціонарним режимам руху δ_i : $\delta_1 = \bar{Y}_1^{-1}(\bar{a}_y)$, $\delta_2 = \bar{Y}_2^{-1}(\bar{a}_y)$, $\delta_3 = \bar{Y}_3^{-1}(\bar{a}_y)$, отримаємо два співвідношення, які визначають криву повороткості і криву складання в разі зчленованого автобуса

$$\theta = l/R + \bar{Y}_1^{-1}(\bar{a}_y) - \bar{Y}_2^{-1}(\bar{a}_y), \quad (2.29)$$

$$-\varphi = -(L_1 + c - b)/R + \bar{Y}_3^{-1}(\bar{a}_y) - \bar{Y}_2^{-1}(\bar{a}_y), \quad (2.30)$$

де $\bar{a}_y = v^2/(Rg)$ - бічна складова прискорення Ц.М. першої ланки.

При русі по кривій сталого радіуса кривизни з різними значеннями поздовжньої швидкості центру мас тягача (різними значеннями безрозмірного прискорення Ц.М.) в додачу до рівнянь (2.29, 2.30) визначимо величину кута ковзання Ц.М. $u/v = b/R - \delta_2$.

Таким чином, наявність двох отриманих кривих – кривої поворотності і кривої складання дає можливість отримати дві невідомі залежності сил відведення на осях автопоїзда (шляхом елементарних перетворень відповідних графіків експериментальних кривих).

Другий крок відповідає аналізу вихідної нелінійної системи (2.14), де $X_2 \neq 0$, але сама сила X_2 явним чином не входить в систему рівнянь:

$$\begin{cases} -m\omega v - m_1\omega v + m_1d_1\omega^2\sin\gamma + Y_1\cos\theta + Y_2 + Y_3\cos\gamma \\ cm_1\omega v - cd_1m_1\omega^2\sin\gamma + aY_1\cos\theta - bY_2 - cY_3\cos\gamma \\ d_1m_1\omega(usin\gamma - c\omega sin\gamma - vcos\gamma) + l_1Y_3 \end{cases} \quad (2.31)$$

Результат чисельного аналізу системи (2.31), представлений на рис. 2.5. На цьому графіку наведена також пряма поворотності відповідно до аналітичної залежності (2.19).

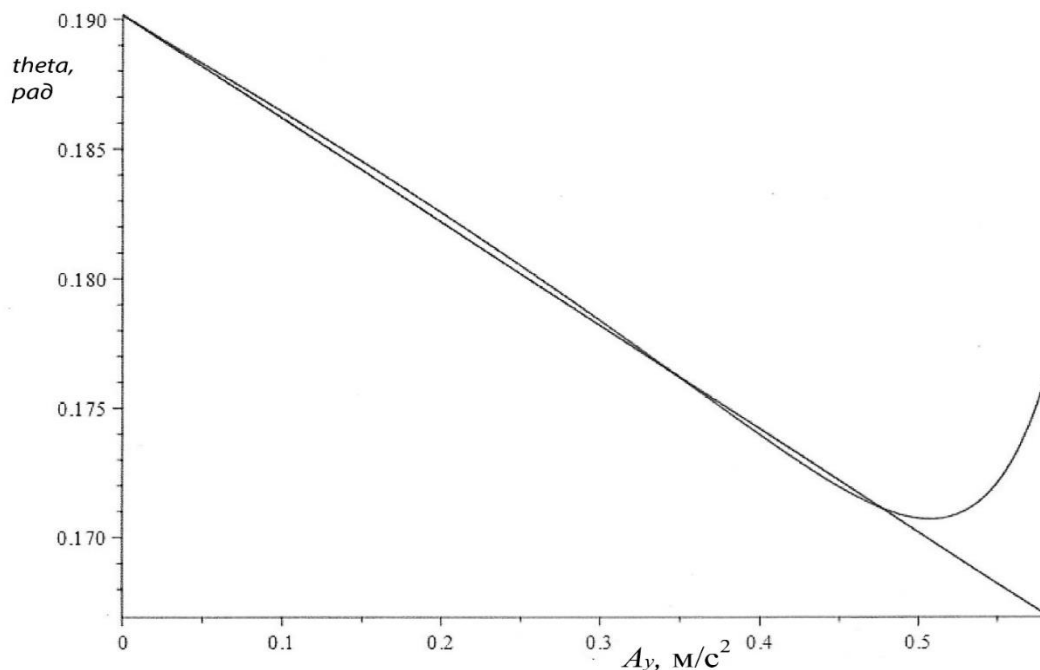


Рисунок 2.5 – Зміна поворотності зчленованого автобуса при $X_2 \neq 0$

Як видно з рис 2.5, графіки лінійної і нелінійної моделі виходять з однієї початкової точки та співпадають між собою за нахилом та кутом повороту при

малих значеннях поздовжньої швидкості, що свідчить про відсутність протиріч при побудові нелінійної моделі руху автопоїзда.

Також порівняємо результат аналітичної залежності (2.30), яка відповідає лінійній моделі, з результатом чисельного інтегрування нелінійної моделі руху (2.31).

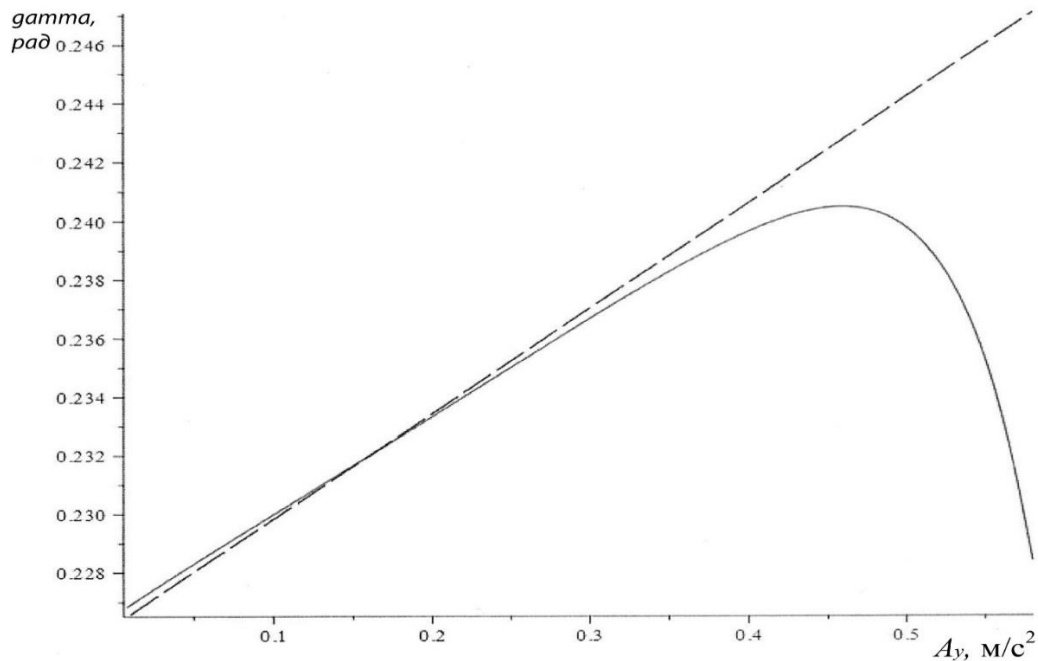


Рисунок 2.6– Графік кута складання при $X_2 \neq 0$

Як слідує з рис 2.6, наведені залежності по куту складання для лінійної і нелінійної моделі починаються з однієї точки та близькі в діапазоні бічного прискорення $0 \dots 0,4 \cdot g$. При більшому прискоренні починаються суттєві розбіжності якісного характеру (змінюється характер). Після збільшення кута складання до певних меж починається його стрімке зменшення. Конфігурація автопоїзда наближається до прямолінійної.

2.3 Чисельне моделювання та верифікація нелінійної плоскої моделі дволанкового автопоїзда

Відомі аналітичні залежності, що отримані Elis [65], Литвиновим [30], Л.Г. Лобасом [45], які визначають залежності фазових змінних u , ω , γ від кута

повороту керованого колеса θ при реалізації стаціонарних рухів. Вони визначають прямі, які в околі початку координат повинні співпадати з відповідними рівноважними кривими, які можуть бути отримані на основі чисельного інтегрування вихідної системи диференціальних рівнянь руху плоскої моделі, записаної у вигляді:

$$\begin{aligned} \omega = & (k_1 k_2 \theta (ab_1 + ad_1 + bb_1 + bd_1)) / (-ab_1 k_1 m v^2 - ab_1 k_1 m_1 v^2 - ad_1 k_1 m v^2 + bb_1 k_2 m v^2 + \\ & + bb_1 k_2 m_1 v^2 + bd_1 k_2 m v^2 - b_1 c k_1 m_1 v^2 - b_1 c k_2 m_1 v^2 + a^2 b_1 k_1 k_2 + a^2 d_1 k_1 k_2 + 2abb_1 k_1 k_2 + \\ & + 2abd_1 k_1 k_2 + b^2 b_1 k_1 k_2 + b^2 d_1 k_1 k_2) \end{aligned} \quad (2.32)$$

$$\begin{aligned} \varphi = & -(k_1 \theta (-ab_1 k_3 m v^2 + ab_1 k_3 m_1 v^2 + ad_1 k_2 m_1 v^2 - ad_1 k_3 m v^2 + bd_1 k_2 m_1 v^2 - b_1 c k_3 m_1 v^2 + \\ & + abb_1 k_2 k_3 + abd_1 k_2 k_3 - ab_1^2 k_2 k_3 - ab_1 c k_2 k_3 - 2ab_1 d_1 k_2 k_3 - acd_1 k_2 k_3 - acd_1^2 k_2 k_3 + \\ & + b^2 b_1 k_2 k_3 + b^2 d_1 k_2 k_3 - bb_1^2 k_2 k_3 - bb_1 c k_2 k_3 - 2bb_1 d_1 k_2 k_3 - bcd_1 k_2 k_3 - bd_1^2 k_2 k_3)) / \\ & / ((-ab_1 k_1 m v^2 - ab_1 k_1 m_1 v^2 - ad_1 k_1 m v^2 + bb_1 k_2 m v^2 + bb_1 k_2 m_1 v^2 + bd_1 k_2 m v^2 - b_1 c k_1 m_1 v^2 - \\ & - b_1 c k_2 m_1 v^2 + a^2 b_1 k_1 k_2 + a^2 d_1 k_1 k_2 + 2abb_1 k_1 k_2 + 2abd_1 k_1 k_2 + b^2 b_1 k_1 k_2 + b^2 d_1 k_1 k_2) k_3) \end{aligned} \quad (2.33)$$

$$\begin{aligned} u = & ((-ab_1 m v^2 - ab_1 m_1 v^2 - ad_1 m v^2 - b_1 c m_1 v^2 + abb_1 k_2 + abd_1 k_2 + b^2 b_1 k_2 + \\ & + b^2 b_1 k_2) k_1 \theta) / (-ab_1 k_1 m v^2 - ab_1 k_1 m_1 v^2 - ad_1 k_1 m v^2 + bb_1 k_2 m v^2 + bb_1 k_2 m_1 v^2 + \\ & + bb_1 k_2 m_1 v^2 + bd_1 k_2 m v^2 - b_1 c k_1 m_1 v^2 - b_1 c k_2 m_1 v^2 + a^2 b_1 k_1 k_2 + a^2 d_1 k_1 k_2 + \\ & + 2abb_1 k_1 k_2 + 2abd_1 k_1 k_2 + b^2 b_1 k_1 k_2 + b^2 d_1 k_1 k_2) \end{aligned} \quad (2.34)$$

Наступні співвідношення (2.35-2.37) визначають залежності фазових змінних u , ω , γ , від кута повороту керованого колеса θ при реалізації стаціонарних рухів при $X_3 \neq 0$, які справедливі для лінійної моделі екіпажу за умови, що тягове зусилля є відомою функцією від швидкості (випадок турбулентного опору). Ці співвідношення будуть порівняні з результатами, отриманими на основі чисельного інтегрування вихідної системи диференціальних рівнянь руху плоскої моделі.

$$\begin{aligned} \omega = & (k_1 k_2 \theta (ab_1 + ad_1 + bb_1 + bd_1)) / (-ab_1 k_1 m v^2 - ab_1 k_1 m_1 v^2 - ad_1 k_1 m v^2 + bb_1 k_2 m v^2 + \\ & + bb_1 k_2 m_1 v^2 + bd_1 k_2 m v^2 - b_1 c k_1 m_1 v^2 - b_1 c k_2 m_1 v^2 + a^2 b_1 k_1 k_2 + a^2 d_1 k_1 k_2 + 2abb_1 k_1 k_2 + \\ & + 2abd_1 k_1 k_2 + b^2 b_1 k_1 k_2 + b^2 d_1 k_1 k_2) \end{aligned} \quad (2.35)$$

$$\begin{aligned} \varphi = & -(k_1 \theta (-ab_1 k_3 m v^2 + ab_1 k_3 m_1 v^2 + ad_1 k_2 m_1 v^2 - ad_1 k_3 m v^2 + bd_1 k_2 m_1 v^2 - b_1 c k_3 m_1 v^2 + \\ & + abb_1 k_2 k_3 + abd_1 k_2 k_3 - ab_1^2 k_2 k_3 - ab_1 c k_2 k_3 - 2ab_1 d_1 k_2 k_3 - acd_1 k_2 k_3 - acd_1^2 k_2 k_3 + \\ & + b^2 b_1 k_2 k_3 + b^2 d_1 k_2 k_3 - bb_1^2 k_2 k_3 - bb_1 c k_2 k_3 - 2bb_1 d_1 k_2 k_3 - bcd_1 k_2 k_3 - bd_1^2 k_2 k_3)) / \\ & / ((-ab_1 k_1 m v^2 - ab_1 k_1 m_1 v^2 - ad_1 k_1 m v^2 + bb_1 k_2 m v^2 + bb_1 k_2 m_1 v^2 + bd_1 k_2 m v^2 - b_1 c k_1 m_1 v^2 - \\ & - b_1 c k_2 m_1 v^2 + a^2 b_1 k_1 k_2 + a^2 d_1 k_1 k_2 + 2abb_1 k_1 k_2 + 2abd_1 k_1 k_2 + b^2 b_1 k_1 k_2 + b^2 d_1 k_1 k_2) k_3) \end{aligned} \quad (2.36)$$

$$\begin{aligned} u = & ((-ab_1 m v^2 - ab_1 m_1 v^2 - ad_1 m v^2 - b_1 c m_1 v^2 + abb_1 k_2 + abd_1 k_2 + b^2 b_1 k_2 + \\ & + b^2 b_1 k_2) k_1 \theta) / (-ab_1 k_1 m v^2 - ab_1 k_1 m_1 v^2 - ad_1 k_1 m v^2 + bb_1 k_2 m v^2 + bb_1 k_2 m_1 v^2 + \\ & + bb_1 k_2 m_1 v^2 + bd_1 k_2 m v^2 - b_1 c k_1 m_1 v^2 - b_1 c k_2 m_1 v^2 + a^2 b_1 k_1 k_2 + a^2 d_1 k_1 k_2 + \\ & + 2abb_1 k_1 k_2 + 2abd_1 k_1 k_2 + b^2 b_1 k_1 k_2 + b^2 d_1 k_1 k_2) \end{aligned} \quad (2.37)$$

Наведені рівняння відповідають випадку, коли тягове зусилля $X_2 \neq 0$, та $X_3 \neq 0$. Перейдемо до співставлення відповідних результатів для доведення відсутності внутрішніх протиріч. Для прийнятих вище параметрів системи наведемо графіки лінійних рівноважних множин та повної нелінійної моделі.

Для побудови цих кривих скористаємося методом продовження, що дозволить отримати результат при значних величинах кута повороту керованого колеса θ по змінним u , ω , γ , та при певних величинах поздовжньої швидкості v , незважаючи на можливу втрату стійкості. Використаємо такі значення по куту повороту в межах до $\theta=1,2$ рад, що наближено відповідає куту в 68° .

Також для самоконтролю та перевірки на кожному наступному графіку наведемо прямі, які будуть відповідати даним залежностям для лінійного наближення.

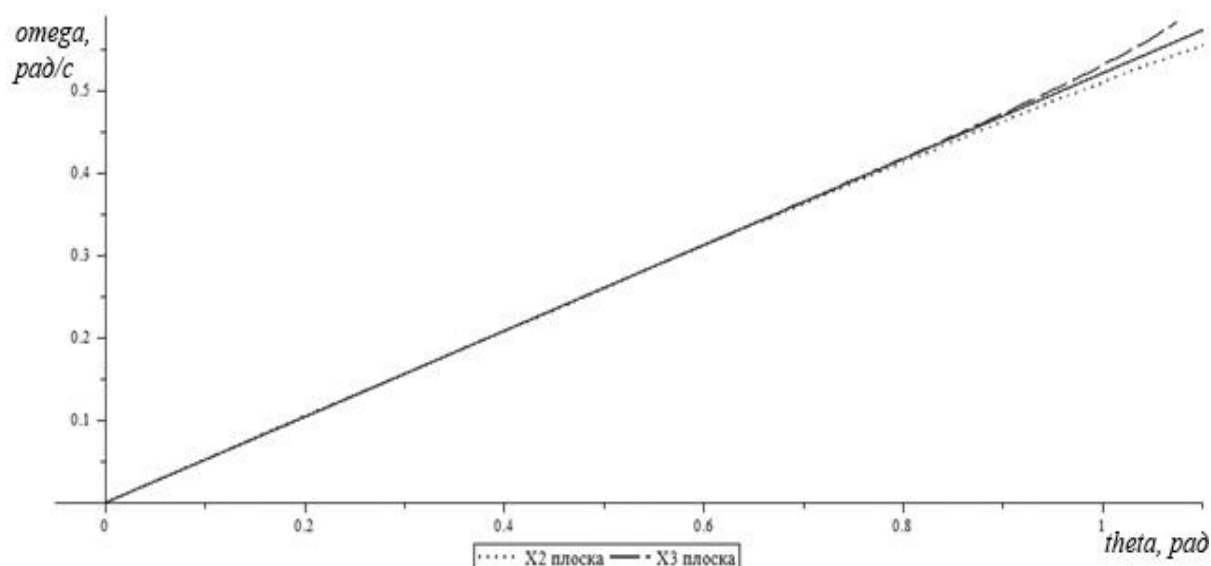


Рисунок 2.7 – Графік рівноважних кривих для змінної ω , при $v = 3$ м/с

На рис 2.7 суцільною лінією проілюстровано криву при $X_2 \neq 0$, а пунктирною – при $X_3 \neq 0$. Спостерігається збіг чисельних значень стаціонарних станів по змінній ω в порівнянні з лінійною теорією при малих значеннях швидкості в усьому діапазоні можливих значень кута повороту до значення 1,0 рад. Хоча варто відмітити, що зі зростанням кута повороту при наявності тягового зусилля на осі другої ланки $X_3 \neq 0$ дещо змінюється характер кутової швидкості ω .

На рис 2.8 суцільною лінією проілюстровано криву при $X_2 \neq 0$, а пунктирною – при $X_3 \neq 0$. Спостерігається збіг по змінній u для обох випадків з лінійною теорією при малих значеннях швидкості в усьому діапазоні можливих значень кута повороту до значення 1,0 рад, а по змінній γ - для кута повороту до значення 0,8 рад.

Варто відмітити, що зі зростанням кута повороту при наявності тягового зусилля $X_3 \neq 0$, це не призводить до зміни характеру бокової швидкості u .

Далі наведемо відповідні власні значення по методу Ляпунова, які визначають наявність стійкості для максимального вказаного значення $\theta = 1$ рад за наявності тягового зусилля $X_3 \neq 0$:

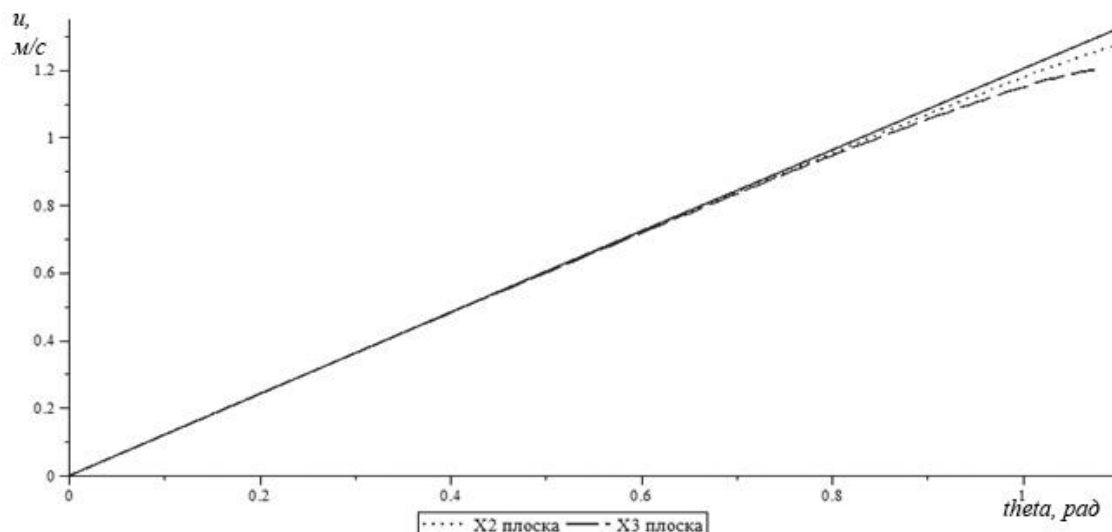


Рисунок 2.8– Графік рівноважних кривих для змінної u , при $v = 3$ м/с

$$\text{власні_значення} = -8,125965967 + 2,333406145I - 0,4953237717 - 33,50098212 - \\ -8,125965967 - 2,333406145I$$

Так як всі дійсні частини власних значенні від’ємні, то це свідчить про стійкість руху для всіх рівноважних кривих для швидкості $v = 3$ м/с та наявності тягового зусилля $X_3 \neq 0$.

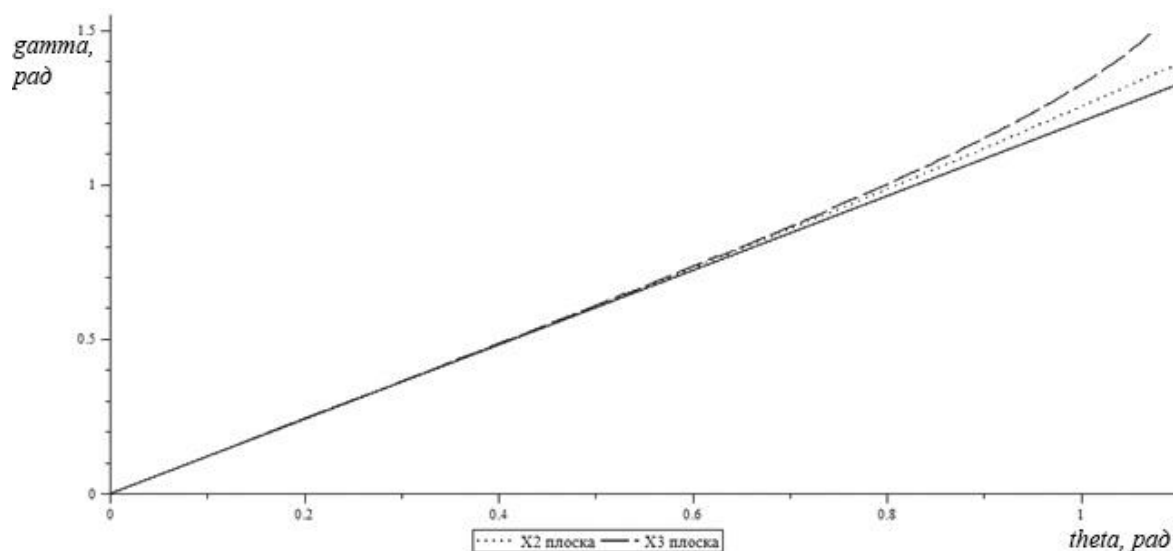


Рисунок 2.9– Графік рівноважних кривих для змінної γ , при $v = 3$ м/с

Варто відмітити, що зростання кута повороту за наявності тягового зусилля $X_3 \neq 0$ призводить до зміни характеру кута складання по куту повороту.

Тепер розглянемо як саме будуть змінюватись ті самі змінні ω , u , γ при більшій поздовжній швидкості, наприклад при $v = 8$ м/с.

На рис. 2.10 лінією в крапочку проілюстровано криву ω при $X_2 \neq 0$, а пунктирною – при $X_3 \neq 0$.

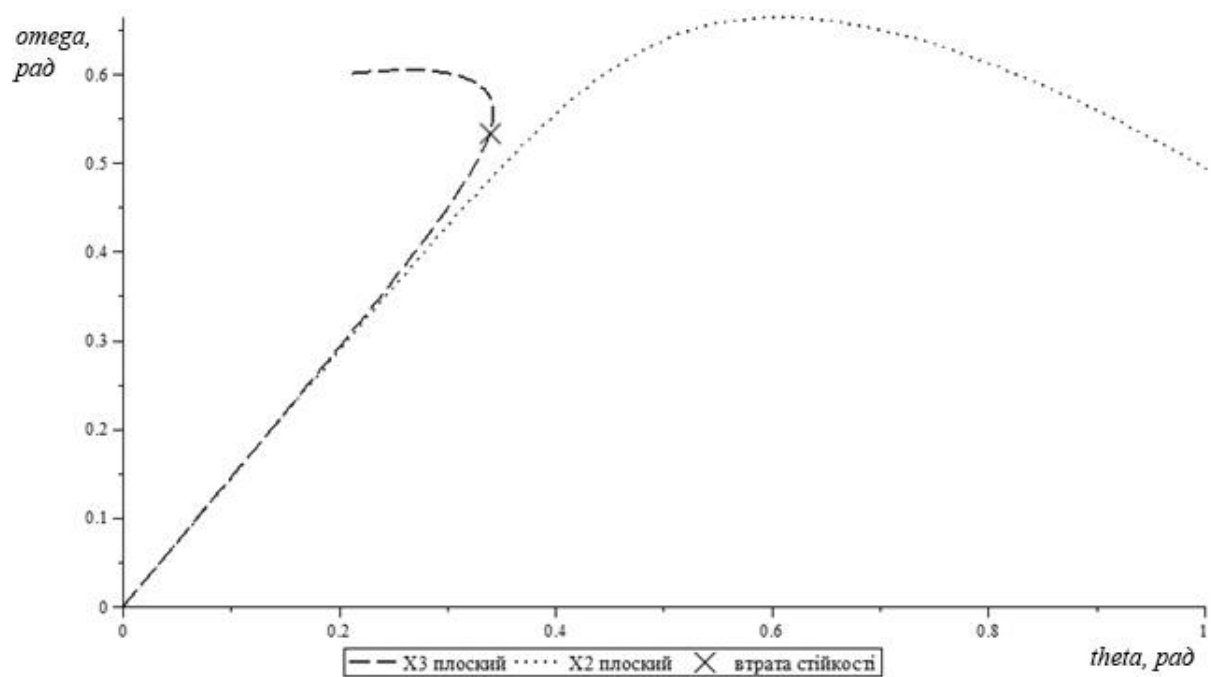


Рисунок 2.10– Графік рівноважних кривих для змінної ω , при $v = 8$ м/с

З наведеного графіка слідує, що має збіг чисельних значень стаціонарних станів по змінній ω в порівнянні з лінійною теорією при малих значеннях швидкості в усьому діапазоні можливих значень кута повороту до значення 0,15 рад. Хоча варто відмітити, що зростання кута повороту за наявності тягового зусилля $X_3 \neq 0$ призводить до зміни характеру кутової швидкості ω при поздовжній швидкості $v = 8$ м/с. Якщо порівнювати поведінку залежності θ та ω при малих швидкостях та при високих швидкостях, то загальний характер кривих по $X_2 \neq 0$ та $X_3 \neq 0$ не змінюється, а зі збільшенням швидкості тільки підсилюється та стає більш виразним.

Оскільки дані рівноважні криві отримані методом продовження, який може будувати їх навіть при втраті швидкості, тому проведемо додатково аналіз на втрату стійкості за методом Ляпунова та визначимо власні значення коренів характеристичного рівня на максимальному значенні $\theta = 1$ рад та швидкості $v = 8$ м/с, для випадку коли тягове зусилля $X_2 \neq 0$:

$$\text{власні_значення} = -0,4576994185 + 0,6652734520I - 2,613296954 + 0,6018891988I - \\ - 2,613296954 - 0,6018891988I - 1,771739945 - 2,347709569I$$

Як бачимо, всі дійсні частини власних значень від'ємні, що вказує на стійкість. Перевіримо на стійкість випадок $X_3 \neq 0$ для швидкості $v = 8$ м/с. Шляхом підбору значень параметру θ дійдемо до його значення 0,343, де рух ще стійкий, судячи з дійсних частин власних значень

$$\text{власні_значення} = -0,4576994185 + 0,6652734520I - 1,983877775 - 7,094931886 - \\ - 0,4576994185 - 0,6652734520I$$

проте при значенні параметру $\theta = 0.344$ рад серед дійсних частин власних значень з'являється додатний корінь, що свідчить про дивергентну втрату стійкості.

$$\text{власні_значення} = 5,064466170, -1594559761 + 1,244384005I, -9,019682596, \\ -1594559761 - 1,244384005I$$

Позначимо тепер на кожній рівноважній кривій для тягового зусилля на другій ланці $X_3 \neq 0$ для швидкості $v = 8$ м/с, точку (X) де буде втрачатися стійкість.

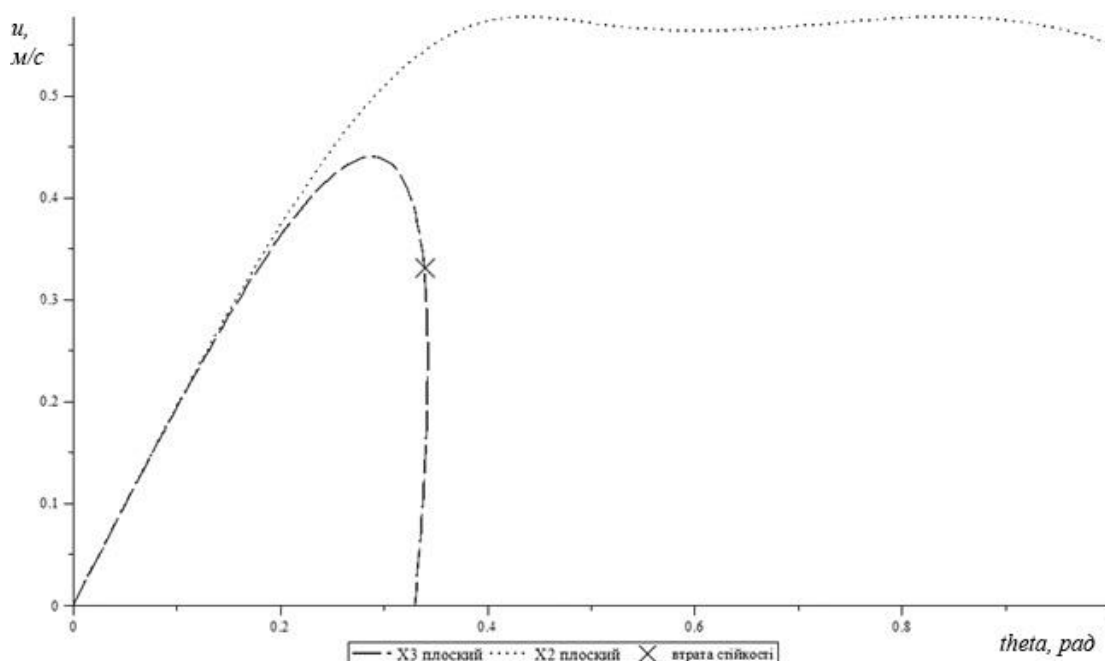


Рисунок 2.11– Зміна рівноважних кривих для параметра u , при $v = 8$ м/с

На рис. 2.11 суцільною лінією проілюстровано криву при $X_2 \neq 0$, а пунктирною – при $X_3 \neq 0$. Збіг чисельних значень стаціонарних станів по змінній u за лінійною і нелінійною теорією має місце при високих значеннях швидкості в усьому діапазоні можливих значень кута повороту до значення 0,1 рад. Хоча варто відмітити, що зростання кута повороту керованих коліс за наявності тягового зусилля $X_3 \neq 0$ призводить до значної зміни характеру бокової швидкості u при поздовжній швидкості $v = 8$ м/с. Якщо порівнювати поведінку залежності θ та u при малих швидкостях та при високих швидкостях, то загальний характер кривих по $X_2 \neq 0$ та $X_3 \neq 0$ змінюється та зі збільшенням швидкості тільки підсилюється та набуває незвичайного виду.

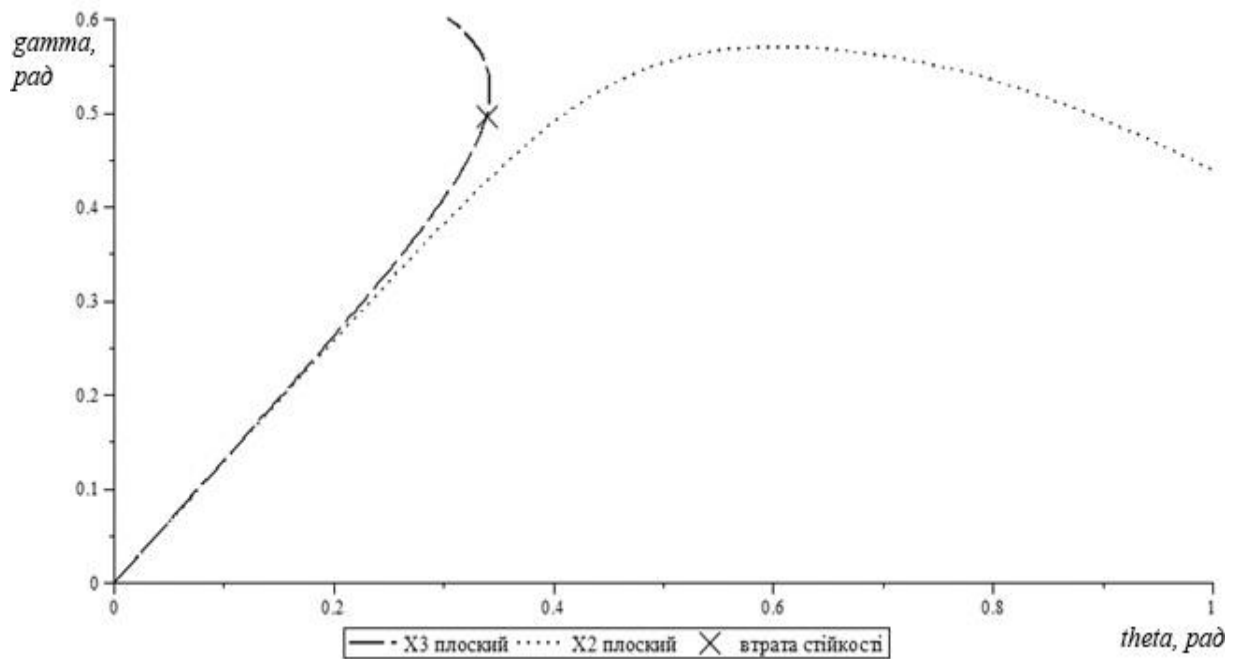


Рисунок 2.12– Зміна рівноважних кривих для параметра γ , при $v = 8 \text{ м/с}$

На рис. 2.12 суцільною лінією проілюстровано криву при $X_2 \neq 0$, а пунктирною – при $X_3 \neq 0$. Спостерігається збіг чисельних значень стаціонарних станів по змінній γ в порівнянні з лінійною теорією при малих значеннях швидкості в усьому діапазоні можливих значень кута повороту до значення 0,15 рад. Хоча варто відмітити, що зі зростанням кута повороту при наявності тягового зусилля $X_3 \neq 0$, значно змінюється характер кута складання γ при поздовжній швидкості $v = 8 \text{ м/с}$. Якщо порівнювати поведінку залежності θ та γ при малих швидкостях та при високих швидкостях, то загальний характер кривих по $X_2 \neq 0$ та $X_3 \neq 0$ не змінюється, але зі збільшенням швидкості тільки підсилюється та стає більш виразним.

2.4 Аналіз стійкості стаціонарних кругових станів та кривої повороткості

Аналіз стійкості проводиться на основі чисельного аналізу власних значень відповідної системи лінійного наближення (за першим методом Ляпунова) [39].

У програмі математичного моделювання Maple визначимо власні значення, які найбільш наближені до критичної швидкості, для випадку коли $X_3 \neq 0$, проте

які ще знаходяться в полі стійкого стаціонарного кругового руху і належать кривій $A_y(\theta)$ (рис. 2.4), з наступними власними параметрами:

$$\begin{aligned}v &= 11.6786355501947 \text{ м/с,} \\ \theta &= 0.148785383653239 \text{ рад,} \\ \gamma &= 0.256341483034493 \text{ рад,} \\ \omega &= 0.382906083 \text{ рад/с,} \\ u &= -0.469387574899870 \text{ м/с.}\end{aligned}$$

Коефіцієнти матриці системи лінійного наближення для цих значень приймають вид:

$$\begin{bmatrix} -2,035008342 & -13,61256005 & -0,6946546118 & -0,4040237064 \\ -0,4626121442 & -4,743081062 & 1,054486738 & 0,6133086000 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -0,8974986832 & -4,246690632 & -3,515540072 & -1,194936861 \end{bmatrix}$$

Характеристичне рівняння (поліном четвертого ступеня) приймає вид:

$$\lambda^4 + 7,973026265\lambda^3 + 17,21172402\lambda^2 + 28,57327248\lambda + 6,43180530$$

Корені характеристичного рівняння (власні значення) складають:

$$\text{власні_значення} = -0,9414640274 + 1,825991402I, -0,2614514468, -5828646763, \\ -0,9414640274 - 1,825991402I$$

Графічне зображення коренів характеристичного рівняння наведено на рис. 2.13, з якого слідує, що усі точки не виходять в додатню частину, що свідчить про стійкий характер руху при заданих параметрах.

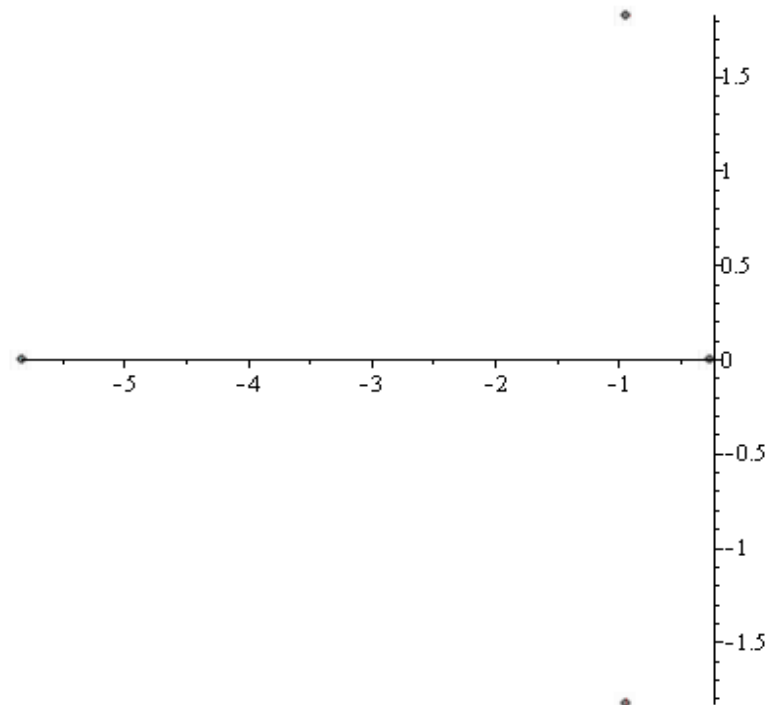


Рисунок 2.13– Власні значення характеристичного рівняння при $X_3 \neq 0$

Тепер по відповідному графіку $A_y(\theta)$ (рис. 2.4) змістимось в сторону збільшення швидкості та визначимо основні змінні шляхом інтегрування вихідної системи рівнянь для випадку $X_3 \neq 0$:

$$v = 11.846750689846 \text{ м/с}$$

$$\theta = 0.144123957714340 \text{ рад}$$

$$\gamma = 0.259106254686865 \text{ рад}$$

$$\omega = 0,3884180554 \text{ рад/с}$$

$$u = -0.577519875427361 \text{ м/с}$$

Для цього випадку коефіцієнти матриці системи лінійного наближення приймуть вигляд:

$$\begin{bmatrix} -1,862038505 & -13,75162216 & -0,7129855061 & -0,4018473681 \\ -0,4577173128 & -4,318076144 & 1,082313072 & 0,6100049150 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -0,8815837182 & -3,853504128 & -3,057792989 & -0,9928952950 \end{bmatrix},$$

При цьому характеристичне рівняння та його корені приймають наступний вигляд:

$$\lambda^4 + 7,173009944\lambda^3 + 12,93646261\lambda^2 + 20,33416733\lambda - 1,47256796,$$

$$\text{власні_значення} = 0,06924928727, -0,8699243327 + 1,762910626I, -5,502410566, \\ -0,8699243327 - 1,762910626I$$

Графічне зображення коренів характеристичного рівняння, наведено на рис. 2.14, з якого слідує, що лише один корінь прийняв додатне значення, що свідчить про дивергентну втрату стійкості.

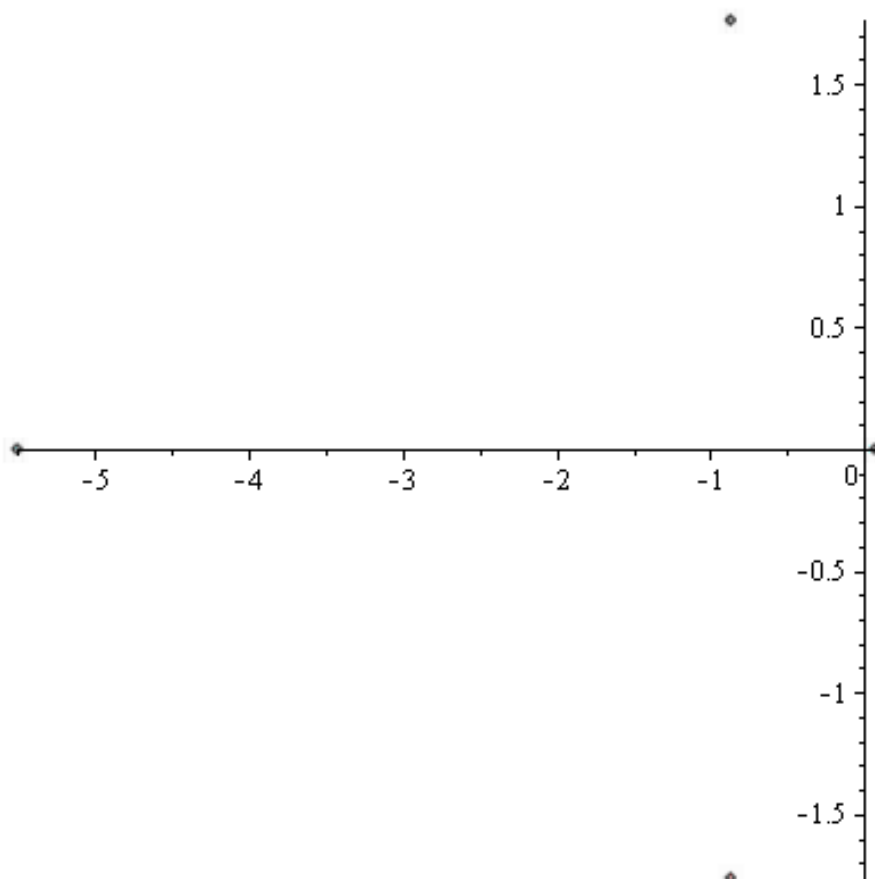


Рисунок 2.14– Власні значення характеристичного рівняння при $X_3 \neq 0$

Зі значень параметрів, за яких є стійкий процес сталого кругового руху, методом продовження побудуємо криву $A_y(\theta)$ і на ній відмітимо точки, в яких ще є стійкість (о), і в яких вже починається нестійкий рух (х).

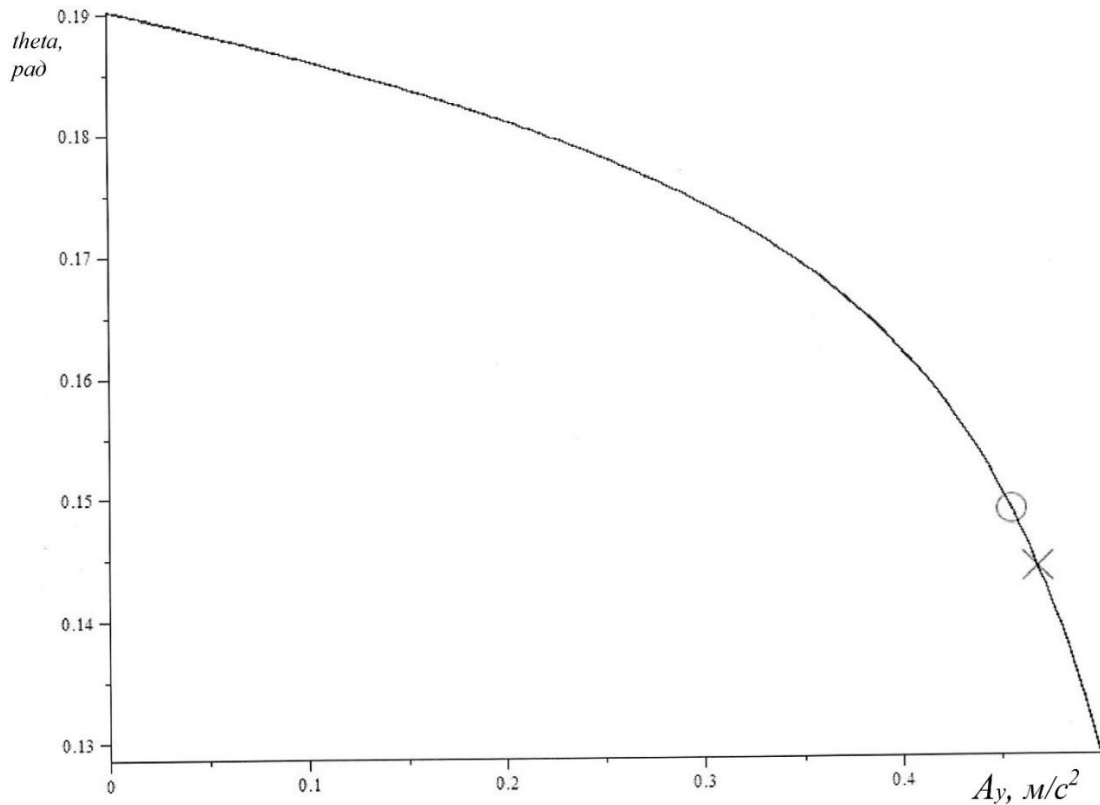


Рисунок 2.15— Крива поворотності при $X_3 \neq 0$, з точками в яких є і відсутня стійкість

Аналогічним чином визначимо власні значення, які найбільш наближені до критичної швидкості, для випадку, коли $X_2 \neq 0$, і які ще знаходяться в полі стійкого стаціонарного кругового руху і належать кривій $A_y(\theta)$ (рис. 2.4), з наступними власними параметрами:

$$v = 14.1234082172471 \text{ м/с}$$

$$\theta = 0.325974249938580 \text{ рад}$$

$$\gamma = 0.156193071071765 \text{ рад}$$

$$\omega = 0.4630625646 \text{ рад/с}$$

$$u = -2.52192372997653 \text{ м/с}$$

Коефіцієнти матриці системи лінійного наближення для цих значень приймають вигляд:

$$\begin{bmatrix} -0,2997466184 & -13,30287813 & 0,340778082 & -0,2071469521 \\ 0,1300550552 & -1,315033030 & -0,5238286474 & 0,3144493881 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0,2775320490 & -2,436974586 & -1,977100373 & 0,4058102594 \end{bmatrix}$$

Характеристичне рівняння (поліном четвертого ступеня) приймає вигляд:

$$\lambda^4 + 1,208969389\lambda^3 + 4,269884564\lambda^2 + 2,358782732\lambda + 1,866743601$$

Корені характеристичного рівняння (власні значення) приймають вигляд:

$$\text{власні_значення} = -0,3024964838 + 1,804215048I, -0,3019882107 + 0,6830740324I, \\ -0,3019882107 - 0,6830740324I, -0,3024964838 - 1,804215048I,$$

Графічне зображення коренів характеристичного рівняння, наведені на рис. 2.16, з якого слідує, що усі точки дуже близько розташовуються до вертикальної осі, але жодне значення не виходить в додатню частину, що свідчить про стійкий характер руху при заданому стаціонарному режимі. До того ж, на графіку чітко видно сформовану пару комплексно спряжених коренів, які свідчить про наявність коливального процесу в русі автопоїзда, але стійкість ще не втрачено.

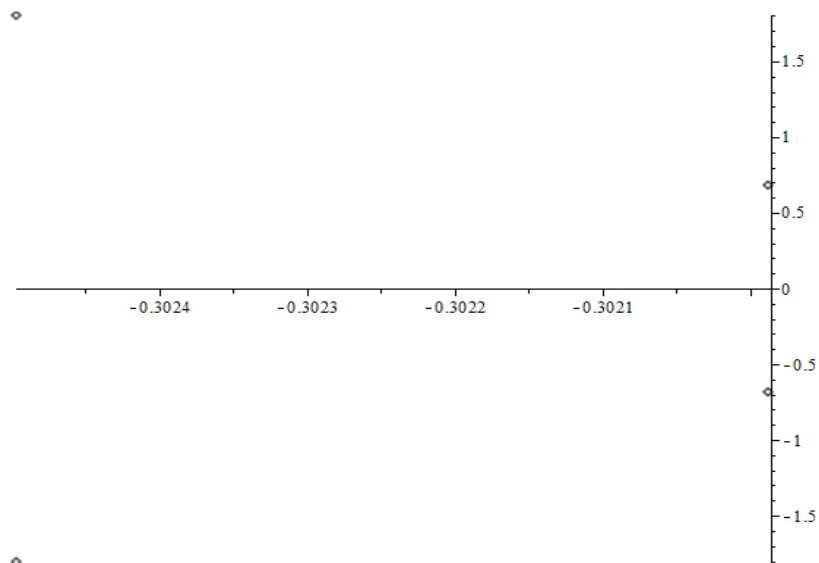


Рисунок 2.16– Власні значення характеристичного рівняння при $X_2 \neq 0$

Продовжимо нашу криву поворотності методом продовження, рис. 2.17, з якої слідує її зростання по параметру θ , та повільне зменшення по параметру бічного прискорення A_y . Відмітимо на рис. 2.17 точку, в якій ще зберігається стійкість руху. Ця точка знаходиться на зломі кривої, та у цьому місці мала би розпочинатися ділянка нестійкості, оскільки метод продовження дає інформацію про характер кривої поворотності та про всі значення змінних, але не відповідає на питання про наявність стійкості. При цьому набір параметрів по основним змінним з методу продовження в будь-якій точці на цій кривій після чисельного аналізу за першим методом Ляпунова дає стійкий рух навіть при великих значеннях θ .

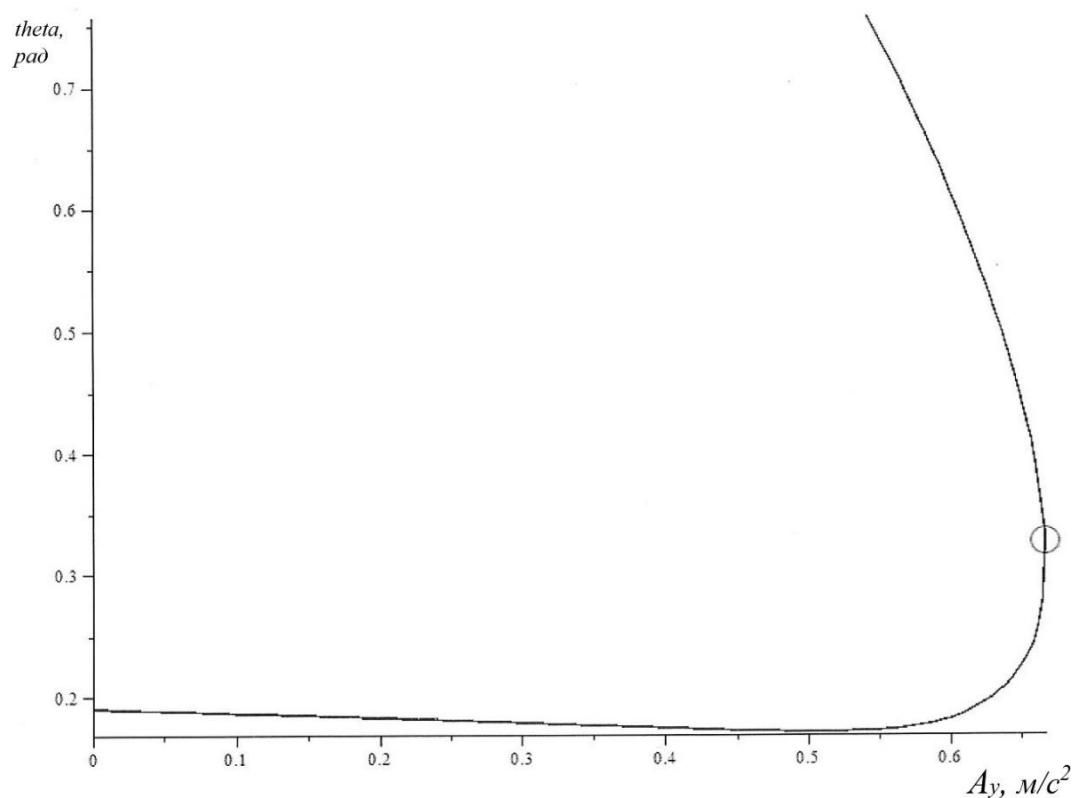


Рисунок 2.17– Крива поворотності при $X_2 \neq 0$

2.5 Висновок по розділу

Проведена верифікація нелінійної моделі на різних рівнях та порівняння нелінійної з лінійною моделями за параметрам складання, поворотності з урахуванням точки прикладання тягових зусиль ($X_2 \neq 0$ та $X_3 \neq 0$). Отримані

рівняння поворотності та кута складання, аналітичні співвідношенням яких визначають множину стаціонарних станів в залежності від параметру поздовжньої швидкості та кута повороту керованих коліс. За малих значень кута повороту та поздовжньої швидкості зчленованого автобуса відповідні характеристики лінійної і нелінійної моделей співпадають, що свідчить про відсутність внутрішнього протиріччя у цих моделях.

Встановлені аналітичні співвідношення, які визначають множину стаціонарних станів лінійної одноколійної моделі для випадку при $X_3 \neq 0$, коли тягове зусилля прикладається до осі другої ланки.

Отримані криві поворотності та складання для нелінійної плоскої одноколійної моделі з урахуванням різних варіантів прикладання тягових зусиль: або до другої осі першої ланки, або до осі другої ланки автопоїзда. У випадку $X_2 \neq 0$ – ведуча перша ланка, характер поворотності змінюється від надлишкової до недостатньої при достатньо великих значеннях бокового прискорення центра мас першої ланки автопоїзда, та має місце збереження стійкості на всій кривій поворотності при вибраних в роботі значеннях конструктивних параметрів прототипу; у випадку $X_3 \neq 0$ – ведуча друга ланка, характер надлишкової поворотності має тенденцію до збільшення при зростанні бокових прискорень. При цьому встановлені межі втрати дивергентної стійкості моделі, які відбуваються в межах бокового прискорення $A_y = 0,46$.

Порівняльний аналіз двох варіантів прикладання тягових зусиль приводить до однозначного висновку про більш раціональну схему, яка відповідає випадку $X_2 \neq 0$ – ведуча перша ланка як з точки зору поворотності і стійкості, так і реалізації меншого габаритного коридору за стаціонарних кругових рухів

3. ПОБУДОВА ПРОСТОРОВОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ЗЧЛЕНОВАНОГО АВТОПОЇЗДА ТА АНАЛІЗ ПОВОРОТКОСТІ ДЛЯ РІЗНИХ ТОЧОК ПРИКЛАДАННЯ ТЯГОВИХ ЗУСИЛЬ

3.1 Визначення основних параметрів автопоїзда, що впливають на вертикальну динаміку просторової моделі

Під час руху транспортного засобу в будь-яких режимах руху для спрощення обчислення приймається, що бокові сили сталі, оскільки вертикальне навантаження Z_i вважається незмінним. З огляду на плоску двоколійну модель у вертикальній площині можна відмітити, що центр мас знаходиться на певній висоті h_m і в цій точці прикладаються сили інерції від поздовжньої та поперечної швидкостей (рис. 3.1), які створюють перерозподіл навантажень, і як наслідок зміну вертикальних реакцій в плямі контакту колеса, що в свою чергу неминуче призведе до зміни бічної сили та параметрів руху.

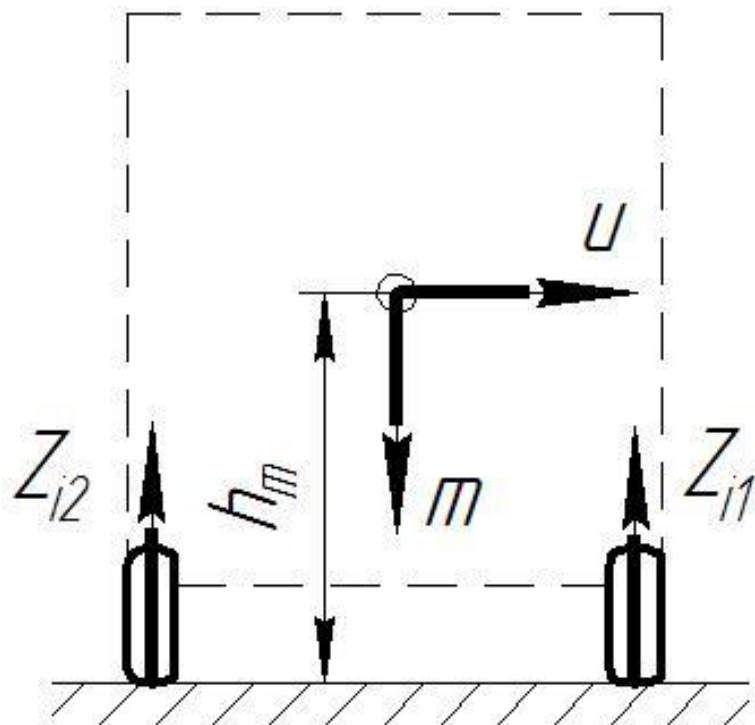


Рисунок 3.1– Схема сил та реакцій в поперечному перетині першої ланки автопоїзда

Аналогічна ситуація виникатиме і для другої ланки (в поперечному перерізі) оскільки вона так само має власну масу m_1 , власну бокову швидкість u_1 та власну висоту цього центра мас h_{m1} .

Окрім цього, в поздовжньому перетині прототипу (рис. 3.2) у центрах мас ланок діють власні сили інерції від зміни поздовжніх швидкостей v та v_1 , що призводять до перерозподілу навантажень вже на кожній осі.

Окрім сил інерції, прикладених до центру мас, не варто нехтувати силою аеродинамічного опору, що впливатиме на зміну навантаження на осях. Ця сила зростає квадратично до поздовжньої швидкості та залежить від лобової площі транспортного засобу, а оскільки досліджується автобус особливо великого класу, то цей параметр стає дуже суттєвим.

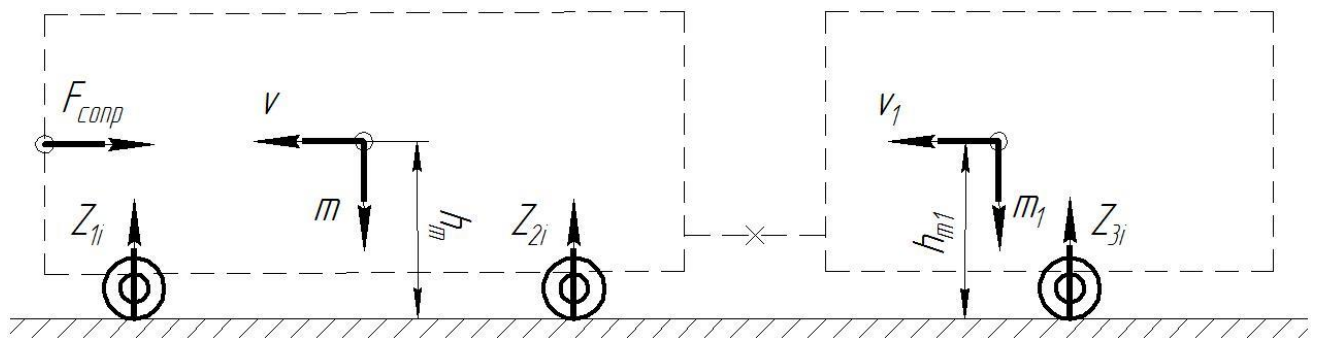


Рисунок 3.2 – Сили та реакції, що діють на автопоїзд
в поздовжньому перетині

3.2 Вплив лобового опору на критичну швидкість та стійкість зчленованого автобуса

При аналізі просторової моделі транспортного засобу зазвичай нехтують параметром лобового опору та обтічності, які впливають на перерозподіл навантажень на осі транспортного засобу, зміну бічних сил відведення та критичної швидкості руху. У досліджуваних моделях зчленованих автобусів лобова частина представляє собою практично рівну площину розташовану строго вертикально із загальною площею близько 8 м^2 .

При сталому русі $V = \text{const}$ і постійній площині лобової проекції транспортного засобу S сила визначається як:

$$F_{\text{сопр}} = \frac{C_x \rho S V^2}{2} \quad (3.1)$$

де ρ - щільність повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$;

C_x – коефіцієнт лобового опору.

Ця сила прикладена у центрі парусності транспортного засобу, який знаходиться на висоті $h_{\text{сопр}}$. При русі автобуса з постійною швидкістю сила тяги і сила аеродинамічного опору утворюють пару сил, що призводить до перерозподілу вертикальних реакцій на осях.

$$M = F_{\text{сопр}} h_{\text{сопр}} \quad (3.2)$$

$$M = \Delta N_2 b \quad (3.3)$$

$$\Delta N_2 = \frac{F_{\text{сопр}} h_{\text{сопр}}}{b} \quad (3.4)$$

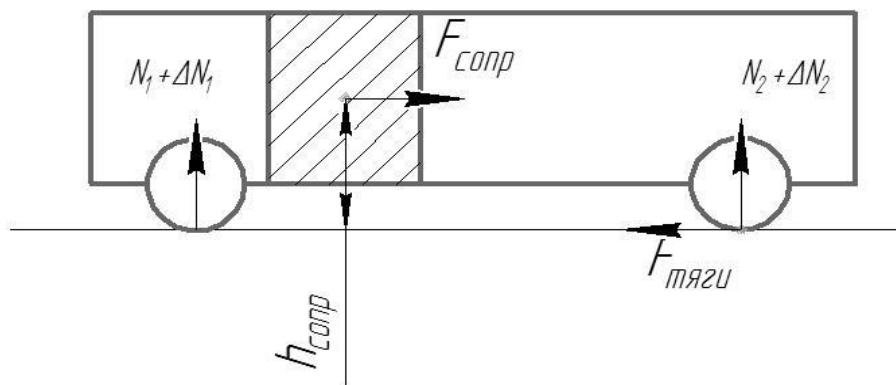


Рисунок 3.3– Схема розподілу сил від лобового опору

Оскільки дана механічна система замкнута, то збільшення навантаження на другій осі першої ланки на ΔN_2 призведе до зменшення навантаження на те ж саме ΔN_2 на першій осі, тобто:

$$\Delta N_1 = -\Delta N_2 \quad (3.5)$$

Ця сила через безрозмірні коефіцієнти відведення q_i (3.6), буде впливати на режими стаціонарного прямолінійного руху, а через них вже і на значення критичної швидкості (3.7).

$$q_i = k_i N_i \quad (3.6)$$

$$v_{\text{кр}}^2 = \frac{q_1 q_2 L_1 l^2}{m L_1 (q_1 a - q_2 b) + m_1 b_1 [q_1 (a + c) + q_2 (c - b)]} \quad (3.7)$$

Як показує аналіз (3.7), зміни критичної швидкості при урахуванні перенавантажень не відбувається (формула залишається незмінною), проте зі збільшенням швидкості навантаження на осі зчленованого автобуса змінюються, і це призведе до зміни критичної швидкості.

Для підтвердження цього візьмемо параметри автобуса, що досліджується, та побудуємо графіки зміни безрозмірного коефіцієнта q_i для стаціонарного прямолінійного руху в залежності від швидкості v для першої та другої осі першої ланки. Як видно з графіків, рис. 3.4, на першій осі коефіцієнт q_1 , збільшується, а на другій осі q_2 відповідно зменшується.

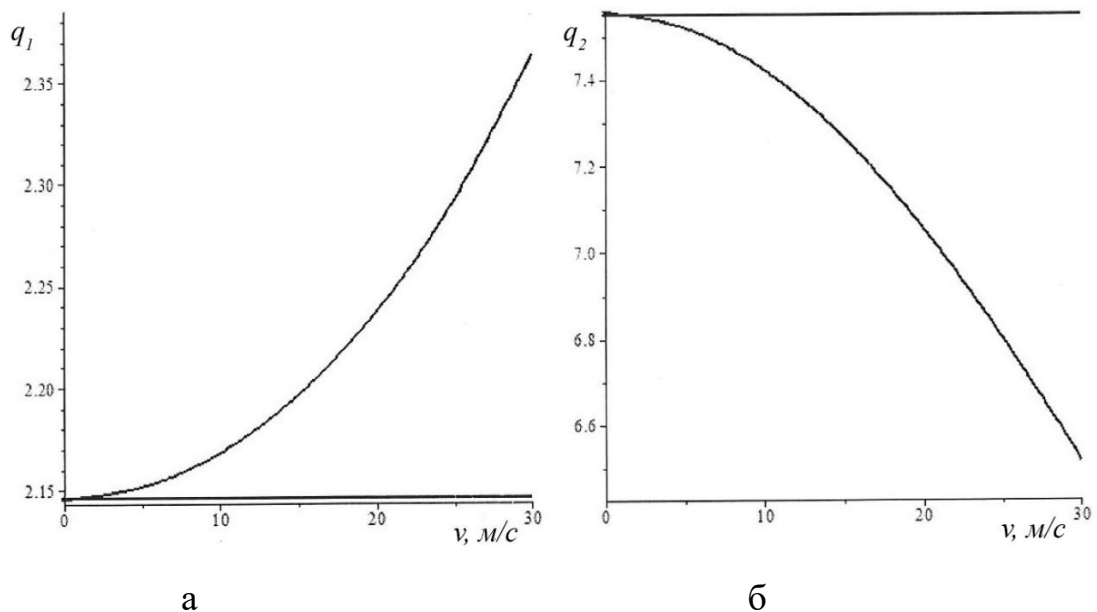


Рисунок 3.4— Зміна безрозмірного коефіцієнта відведення з урахуванням та без урахування аеродинамічної сили (а – для першої осі, б – для другої осі)

Окрім цього, аеродинамічна сила опору буде безпосередньо впливати на бічні сили відведення вже у стаціонарних кругових рухах. При цьому нелінійна сила бічного відведення, як функція безрозмірного вертикального навантаження $\bar{N}_l$ має вид:

$$\bar{Y}(\bar{N}_l) = \frac{q_i(N_i)\delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{q_i(N_i)\delta}{\phi_i(N_i)}\right)^2}} \quad (3.8)$$

і на яку безпосередньо впливає перерозподіл навантажень на осі в залежності від поточної швидкості. Проте, при круговому русі умови стійкості повинні співпадати з умовами стійкості при прямолінійному русі, чого насправді не відбувається. Пояснюється це тим, що за недостатньої повороткості діаграма уходить до гори, за нейтральної – горизонтально, а за надлишкової – перетинає вісь абсцис. Точка, в якій діаграма перетинає вісь абсцис, відповідає критичній швидкості прямолінійного руху.

В лінійному наближенні критична швидкість прямолінійного руху повністю співпадає зі швидкістю в кругових режимах руху. Це свідчить про те, що характеристика стійкості лінійної моделі не відповідає характеристикам реального транспортного засобу, і тільки нелінійна модель може визначити реальні значення критичної швидкості, за якої відбувається втрата курсової стійкості при певному куті повороту керованих коліс θ .

3.3 Побудова просторової моделі

Розглянемо послідовність побудови математичної моделі, яка б враховувала усі сили та моменти для зчленованого автобуса та об'єднувала систем вертикальної динаміки і плоскопаралельного руху.

Першою складовою повної просторової системи рівнянь руху автопоїзда є рівняння плоскопаралельного руху, що враховують усі нелінійності, які притаманні плоскій двоколісній моделі: фізичні (нелінійні сили відведення) та

геометричні (тригонометричні функції як від параметра кута повороту керованого модуля, так і тригонометричних функцій від змінної кута складання) нелінійності. Ця складова рівнянь руху може бути отримана відомим методом «розрізання вузлів» в точці з'єднання двох ланок і детально описана в розділі 2.2.1 цієї роботи.

Друга складова просторової моделі утворюються групою рівнянь, що відповідають просторовим коливанням по кутам крену та тангажу обох ланок зчленованого автобуса. Ці рівняння можуть бути отримані на основі формалізації рівнянь Лагранжа другого роду, для чого необхідно визначити кінетичну та потенціальну енергії системи. Коливання по кутам крену та тангажу розглядаються відносно поздовжніх та поперечних осей, що є проекціями відповідних центральних осей інерції на горизонтальну опорну поверхню (в рамках припущення малих кутів тангажу та крену). Варто зазначити, що просторові коливання зчленованого автобуса залежать від жорсткісних та демпфувальних властивостей підвіски, які ретельно розглянуті в розділах 4.4.1-4.4.3 цієї роботи.

Об'єднання цих двох підсистем проводиться шляхом введення в систему просторового руху моментів сил інерції (поздовжніх та поперечних), які визначаються в плоскій моделі, і прикладаються в центрах мас просторової моделі. В свою чергу, отримані в просторовій моделі вертикальні реакції опор використовуються для визначення сил відведення в плоскій моделі. Це наближає таку математичну модель до реального зчленованого автобуса. Необхідність розвитку та її ефективність будуть проілюстровано на прикладі аналізу властивостей повороткості дволанкового автобуса з різними варіантами прикладання тягових зусиль (варіант тягового зусилля на другій осі першої ланки та на осі другої ланки автопоїзда)

3.3.1 Аналіз вертикальних коливань автопоїзда

На відміну від математичної моделі вертикальних коливань одноланкового колісного транспортного засобу, що має три ступеня вільності (переміщення центру мас по висоті z , по нахилу в поперечній осі φ (галопуванню) та нахилу у

поздовжній осі ψ (крену), для зчленованого транспортного засобу необхідно додатково враховувати ще два ступеня вільності - по нахилу другої ланки в поперечній площині φ_1 (галопуванню) та нахилу поздовжній осі ψ_1 (крену).

Для механічної системи при наявності декількох ступенів свободи необхідно використати диференціальні рівняннями Лагранжа II роду:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q} = 0 \quad (i = 1 \dots 5) \quad (3.9)$$

Для складання рівнянь зчленованого автобуса необхідно визначити функцію Лагранжа виду

$$L = T - P \quad (3.10)$$

де T – кінетична енергія системи;

P – потенціальна енергія системи.

Визначимо кінетичну та потенціальну енергію системи. Отримаємо:

$$T = \frac{m\dot{z}^2}{2} + \frac{J_y\dot{\varphi}^2}{2} + \frac{(md_1^2 + J_{1y})\dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{J_x\dot{\psi}^2}{2} + \frac{J_{x1}\dot{\psi}_1^2}{2} \quad (3.11)$$

$$P = \frac{k_{11}(z - a\varphi - p\psi)^2}{2} + \frac{k_{12}(z - a\varphi + p\psi)^2}{2} + \frac{k_{21}(z + b\varphi - p\psi)^2}{2} + \frac{k_{22}(z + b\varphi + p\psi)^2}{2} + \frac{k_{31}(z + c\varphi - p\psi_1 + l_1\psi_1)^2}{2} + \frac{k_{32}(z + c\varphi + p\psi_1 + l_1\psi_1)^2}{2} \quad (3.12)$$

При розв'язку цих рівнянь з'являтимуться похідні другого порядку, що ускладнює їх наступне чисельне інтегрування. Для цього спростимо рівняння по координаті z , внаслідок чого отримаємо два рівняння першого порядку. Це збільшить кількість розрахунків, але дозволить розв'язати систему чисельно, так як вона відповідає приведеній системі Коші:

$$e_{10} = \frac{d}{dt} z(t) = Z(t) \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned} e_1 = m \left(\frac{d}{dt} Z(t) \right) &+ k_{11}(-a\varphi(t) - h\psi(t) + z(t)) + k_{12}(-a\varphi(t) + h\psi(t) + z(t)) + \\ &+ k_{21}(b\varphi(t) - h\psi(t) + z(t)) + k_{22}(b\varphi(t) + h\psi(t) + z(t)) + k_{31}(c\varphi(t) - h\psi_1(t) + \\ &+ l_1\varphi_1(t) + z(t)) + k_{32}(c\varphi(t) + h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t)) + kd_{11}(-a\Phi(t) - h\Psi(t) + \\ &+ Z(t)) + kd_{12}(-a\Phi(t) + h\Psi(t) + Z(t)) + kd_{21}(b\Phi(t) - h\Psi(t) + Z(t)) + \\ &+ kd_{22}(b\Phi(t) + h\Psi(t) + Z(t)) + kd_{31}(c\Phi(t) - h\Psi(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t)) + \\ &+ kd_{32}(c\Phi(t) + h\Psi(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t)) \end{aligned} \quad (3.14)$$

Звернемо увагу на те, що параметр h , що присутній у цьому та наступних рівняннях, відповідає параметру не висоти, а половині ширини колії прототипу.

Відповідне спрощення проводиться і для усіх інших похідних. Так, рівняння по куту галопування першої ланки:

$$e_{20} = \frac{d}{dt} \varphi(t) = \Phi(t) \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} e_2 = J_y \left(\frac{d}{dt} \Phi(t) \right) &- k_{11}(-a\varphi(t) - h\psi(t) + z(t))a - k_{12}(-a\varphi(t) + h\psi(t) + z(t))a + \\ &+ k_{21}(b\varphi(t) - h\psi(t) + z(t))b + k_{22}(b\varphi(t) + h\psi(t) + z(t))b + k_{31}(c\varphi(t) - h\psi_1(t) + \\ &+ l_1\varphi_1(t) + z(t))c + k_{32}(c\varphi(t) + h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t))c - kd_{11}(-a\Phi(t) - h\Psi(t) + \\ &+ Z(t))a - kd_{12}(-a\Phi(t) + h\Psi(t) + Z(t))b + kd_{21}(b\Phi(t) - h\Psi(t) + Z(t))b + \\ &+ kd_{22}(b\Phi(t) + h\Psi(t) + Z(t))b + kd_{31}(c\Phi(t) - h\Psi(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t))c + \\ &+ kd_{32}(c\Phi(t) + h\Psi(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t))c \end{aligned} \quad (3.16)$$

Рівняння для визначення координат та швидкостей по куту галопування другої ланки:

$$e_{30} = \frac{d}{dt} \varphi_1(t) = \Phi_1(t) \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned}
e_3 = J_{1y} \left(\frac{d}{dt} \Phi_1(t) \right) + k_{31}(c\varphi(t) - h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t))l_1 + k_{32}(c\varphi(t) + \\
h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t))l_1 + kd_{31}(c\Phi(t) - h\Psi_1(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t))l_1 + \\
+ kd_{32}(c\Phi(t) + h\Psi_1(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t))l_1
\end{aligned} \tag{3.18}$$

Рівняння для визначення координат та швидкостей по куту крену першої ланки:

$$e_{40} = \frac{d}{dt} \psi(t) = \Psi(t) \tag{3.19}$$

$$\begin{aligned}
e_4 = J_{1x} \left(\frac{d}{dt} \Psi(t) \right) - k_{11}(-a\varphi(t) - h\psi(t) + z(t))h + k_{12}(-a\varphi(t) + h\psi(t) + \\
+ z(t))h - k_{21}(b\varphi(t) - h\psi(t) + z(t))h + k_{22}(b\varphi(t) + h\psi(t) + z(t))h - \\
- kd_{11}(-a\Phi(t) - h\Psi(t) + Z(t))h + kd_{12}(-a\Phi(t) + h\Psi(t) + Z(t))h - \\
- kd_{21}(b\Phi(t) - h\Psi(t) + Z(t))h + kd_{22}(b\Phi(t) + h\Psi(t) + Z(t))h
\end{aligned} \tag{3.20}$$

Рівняння для визначення координат та швидкостей по куту крену другої ланки:

$$e_{50} = \frac{d}{dt} \psi_1(t) = \Psi_1(t) \tag{3.21}$$

$$\begin{aligned}
e_5 = J_{1x} \left(\frac{d}{dt} \Psi_1(t) \right) - k_{31}(c\varphi(t) - h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t))h + k_{32}(c\varphi(t) + \\
+ h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t))h - kd_{31}(c\Phi(t) - h\Psi_1(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t))h + \\
+ kd_{32}(c\Phi(t) + h\Psi_1(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t))h
\end{aligned} \tag{3.22}$$

При інтегруванні рівнянь отримаємо значення фазових змінних як функції часу та відповідних вертикальних реакцій на кожному колесі, що необхідно для корекції коефіцієнтів відведення, які входять до рівнянь плоскопаралельного руху зчленованого автобуса.

$$z_{10} = \frac{mb - \frac{m_1 b_1 (c-b)}{l_1}}{l} \quad (3.23)$$

$$z_{20} = \frac{ma - \frac{m_1 b_1 (a+c)}{l_1}}{l} \quad (3.24)$$

$$z_{30} = \frac{m_1 d_1}{l_1} \quad (3.25)$$

$$z_{11} = \frac{z_{10}}{2} + k_{11}(z(t) - a\varphi(t) - h\psi(t)) \quad (3.26)$$

$$z_{12} = \frac{z_{10}}{2} + k_{12}(z(t) - a\varphi(t) + h\psi(t)) \quad (3.27)$$

$$z_{21} = \frac{z_{20}}{2} + k_{21}(z(t) + b\varphi(t) - h\psi(t)) \quad (3.28)$$

$$z_{22} = \frac{z_{20}}{2} + k_{22}(z(t) + b\varphi(t) + h\psi(t)) \quad (3.29)$$

$$z_{31} = \frac{z_{30}}{2} + k_{31}(z(t) + c\varphi(t) - h\psi(t) + l_1\phi_1(t)) \quad (3.30)$$

$$z_{32} = \frac{z_{30}}{2} + k_{32}(z(t) + c\varphi(t) + h\psi(t) + l_1\phi_1(t)) \quad (3.31)$$

Представимо результати чисельного інтегрування основних змінних у вигляді графіків для зчленованого автобуса, що розглядається, за певних початкових збурень, які відповідають проведеному дослід у розділі 4.4.3.

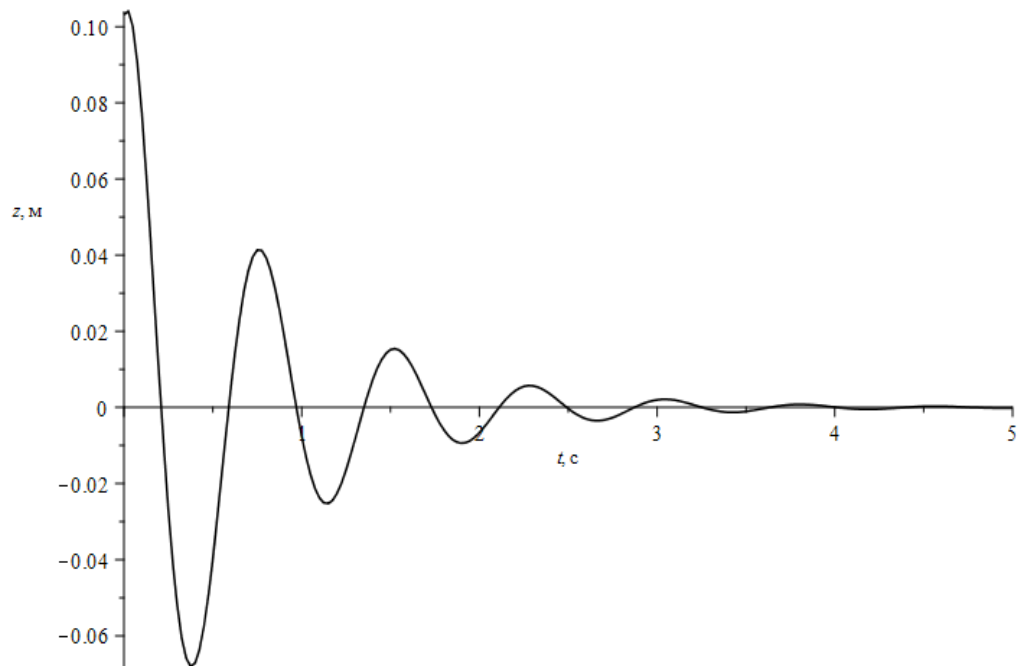


Рисунок 3.5– Зміна координати вертикального переміщення z від часу

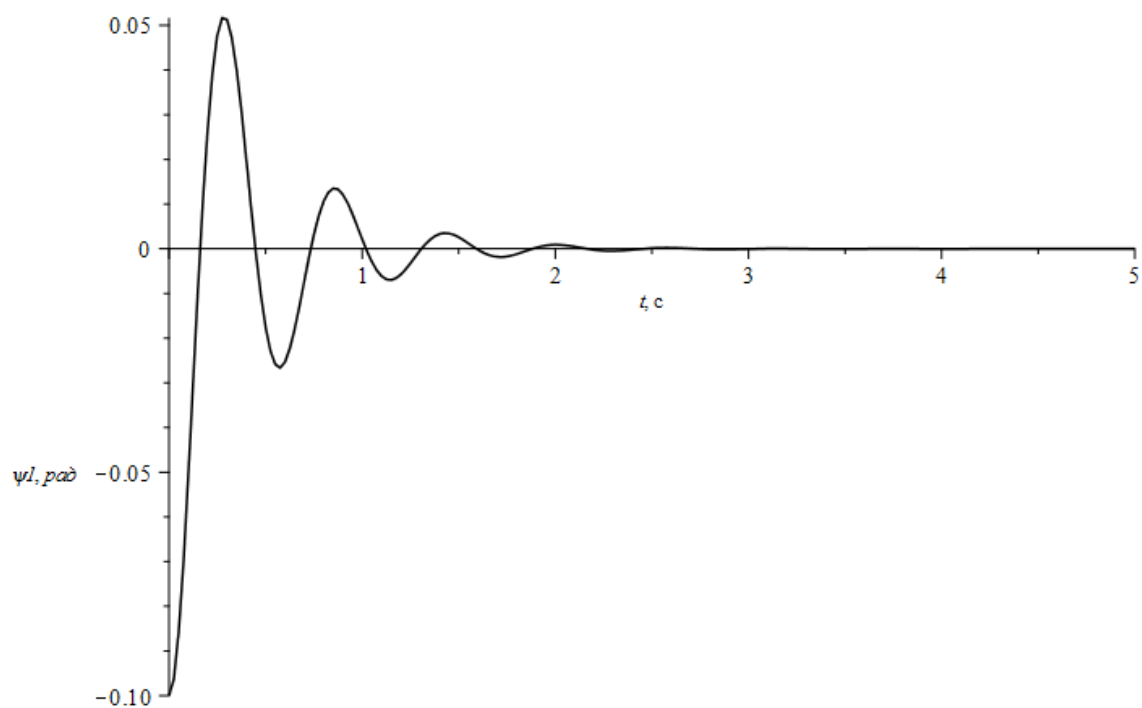


Рисунок 3.6— Зміна кута крену другої ланки ψ_1 від часу

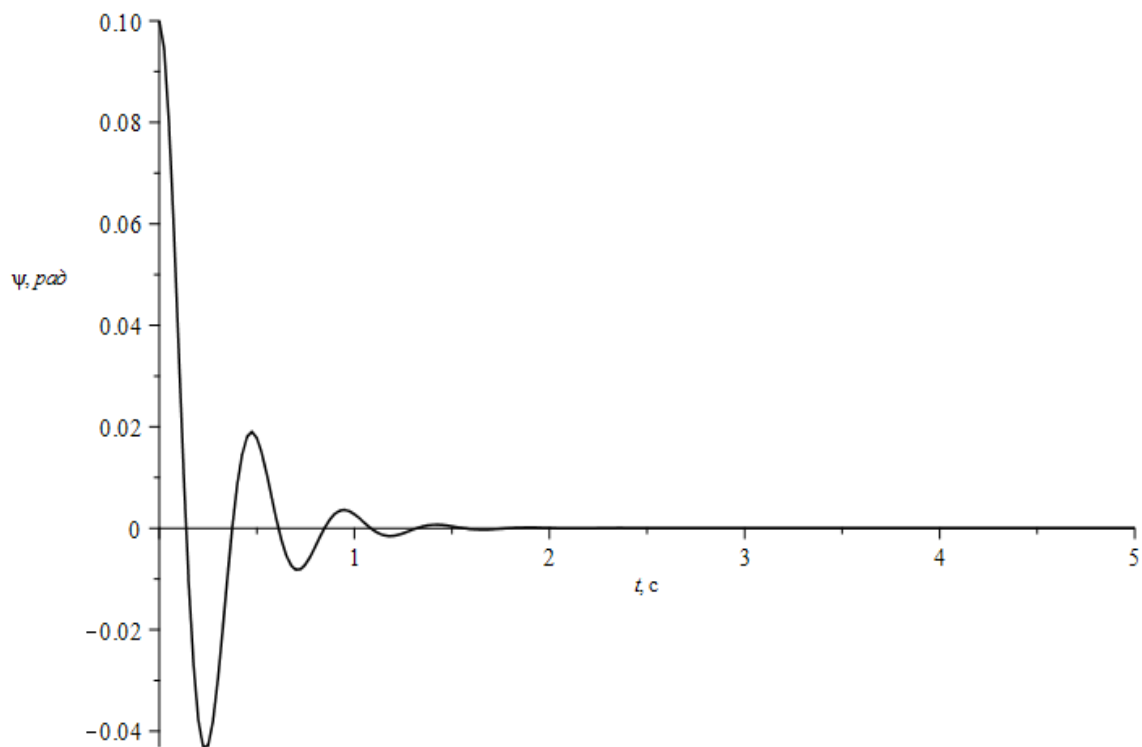


Рисунок 3.7— Зміна кута галопування ψ першої ланки від часу

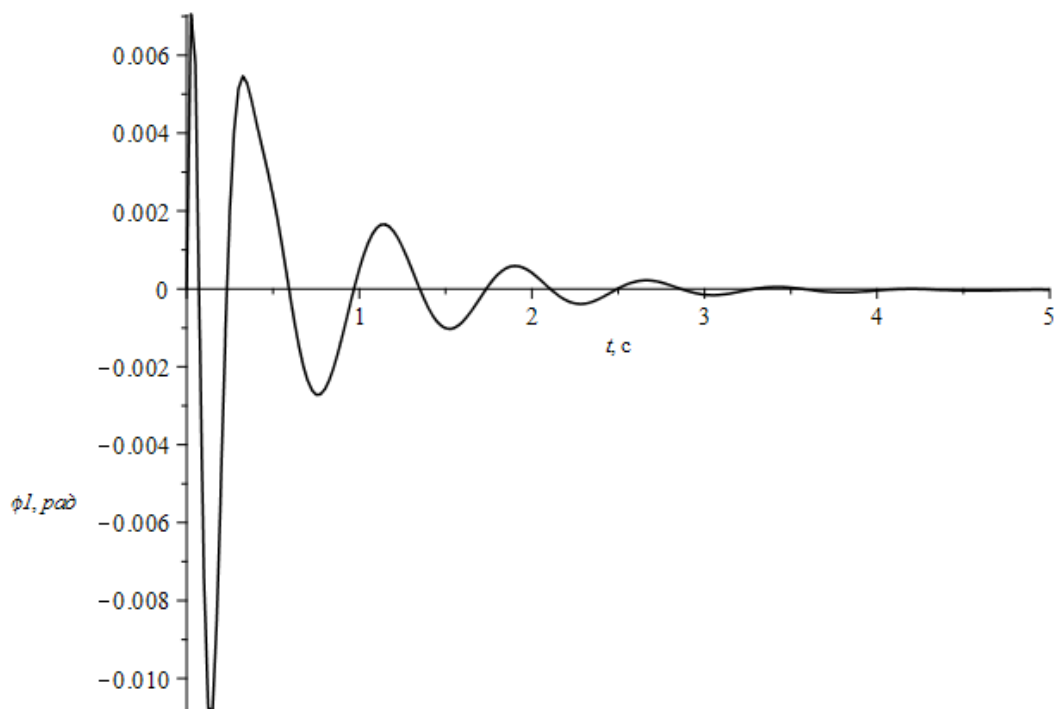


Рисунок 3.8- Зміна кута галопування ϕ_1 другої ланки від часу

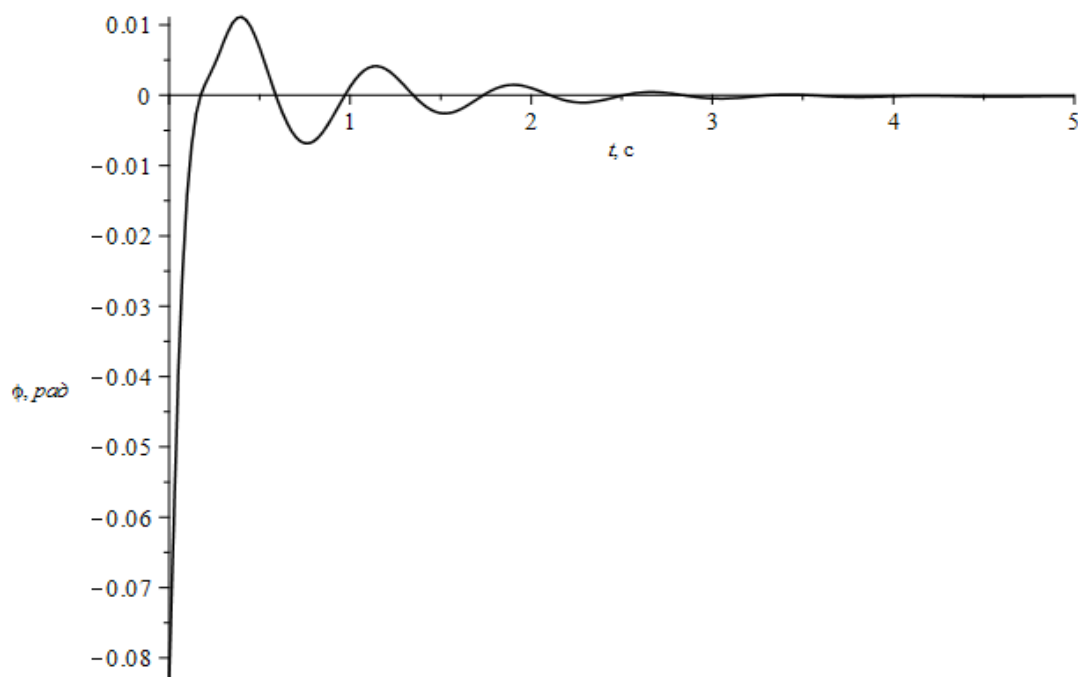


Рисунок 3.9– Зміна кута галопування ϕ першої ланки від часу

Отримані залежності будуть використані при об'єднанні систем автопоїзда до просторової моделі.

3.3.2 Об'єднання систем автопоїзда до просторової моделі

Об'єднання двох підсистем плоскопаралельного руху та вертикальної динаміки проводиться шляхом введення в систему просторового руху моментів сил інерції (поздовжніх та поперечних), які визначаються в плоскій моделі, і прикладаються в центрах мас просторової моделі. В свою чергу, отримані в просторовій моделі вертикальні реакції опор використовуються для визначення сил відведення в плоскій моделі. Це наближає нашу математичну модель до реального зчленованого автобуса. Необхідність розвитку та її ефективність буде проілюстровано на прикладі аналізу властивостей повороткості дволанкового автобуса з різними варіантами прикладання тягових зусиль (варіант тягового зусилля на другій осі першої ланки та на осі другої ланки) в наступному розділі.

Вплив системи вертикальних коливань на плоску модель через доповнення в рівняннях вертикального навантаження на кожне колесо (3.26-3.31) було описано в попередньому розділі. Для аналізу повного впливу та взаємодії систем одну на одну додамо до рівнянь вертикальної динаміки сили, що будуть залежати від характеру руху з плоскої моделі. Для цього в рівняння вертикальної динаміки по кутовим координатам φ , φ_1 , ψ , ψ_1 , додамо моменти сил інерції, які виникають в моделі плоскопаралельного руху. Висота центра мас для першої ланки h_m та другої ланки h_{m1} .

Рівняння по координаті кута φ першої ланки набуде наступного виду:

$$\begin{aligned}
 e_2 = J_y \left(\frac{d}{dt} \Phi(t) \right) - (z(t) + h_m) m u(t) \omega(t) - k_{11} (-a\varphi(t) - h\psi(t) + z(t))a - \\
 - k_{12} (-a\varphi(t) + h\psi(t) + z(t))a + k_{21} (b\varphi(t) - h\psi(t) + z(t))b + k_{22} (b\varphi(t) + \\
 + h\psi(t) + z(t))b + k_{31} (c\varphi(t) - h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t))c + k_{32} (c\varphi(t) + \\
 + h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t))c - k d_{11} (-a\Phi(t) - h\Psi(t) + Z(t))a - k d_{12} (-a\Phi(t) + \\
 h\Psi(t) + Z(t))b + k d_{21} (b\Phi(t) - h\Psi(t) + Z(t))b + k d_{22} (b\Phi(t) + h\Psi(t) + \\
 Z(t))b + k d_{31} (c\Phi(t) - h\Psi_1(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t))c + k d_{32} (c\Phi(t) + h\Psi_1(t) + \\
 + l_1\Phi_1(t) + Z(t))c
 \end{aligned} \tag{3.32}$$

При складанні диференційного рівняння по швидкості зміни кута галопування другої ланки $\frac{d}{dt}\Phi_1$, необхідно визначити додатковий параметр – кутову швидкість другої ланки ω_1 , яка буде залежити від кутової швидкості першої ланки ω та швидкості зміни кута складання $\dot{\gamma}$:

$$\omega_1 = \omega(t) - \Gamma(t) \quad (3.33)$$

$$\begin{aligned} e_3 = J_{1y} \left(\frac{d}{dt} \Phi_1(t) \right) - (c\varphi(t) + d_1\varphi_1(t) + z(t) + h_{m1})m_1(v\sin\gamma(t) + (u(t) - \\ - \omega(t)c)\cos\gamma(t) - (\omega(t) - \Gamma(t))d_1 - (\omega(t) - \Gamma(t))b_1)(\omega(t) - \Gamma(t)) + \\ + k_{31}(c\varphi(t) - h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t))l_1 + k_{32}(c\varphi(t) + h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + \\ + z(t))l_1 + kd_{31}(c\Phi(t) - h\Psi_1(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t))l_1 + kd_{32}(c\Phi(t) + \\ + h\Psi_1(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t))l_1 \end{aligned} \quad (3.34)$$

Рівняння по куту ψ першої ланки набуде наступного виду:

$$\begin{aligned} e_4 = J_{1x} \left(\frac{d}{dt} \Psi(t) \right) - (z(t) + h_m)mv\omega(t) - k_{11}(-a\varphi(t) - h\psi(t) + z(t))h + \\ + k_{12}(-a\varphi(t) + h\psi(t) + z(t))h - k_{21}(b\varphi(t) - h\psi(t) + z(t))h + k_{22}(b\varphi(t) + \\ + h\psi(t) + z(t))h - kd_{11}(-a\Phi(t) - h\Psi(t) + Z(t))h + kd_{12}(-a\Phi(t) + \\ + h\Psi(t) + Z(t))h - kd_{21}(b\Phi(t) - h\Psi(t) + Z(t))h + kd_{22}(b\Phi(t) + h\Psi(t) + \\ + Z(t))h \end{aligned} \quad (3.35)$$

Рівняння по куту ψ_1 другої ланки набуде наступного виду:

$$\begin{aligned} e_5 = J_{1x} \left(\frac{d}{dt} \Psi_1(t) \right) - (c\varphi(t) + d_1\varphi_1(t) + z(t) + h_{m1})m_1(v\cos\gamma(t) - \\ - (u(t) - \omega(t)c)\sin\gamma(t))(\omega(t) - \Gamma(t)) - k_{31}(c\varphi(t) - h\psi_1(t) + \\ + l_1\varphi_1(t) + z(t))h + k_{32}(c\varphi(t) + h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t))h - \\ - kd_{31}(c\Phi(t) - h\Psi_1(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t))h + kd_{32}(c\Phi(t) + h\Psi_1(t) + \\ + l_1\Phi_1(t) + Z(t))h \end{aligned} \quad (3.36)$$

Проілюструємо чисельний аналіз системи при реалізації стаціонарного кругового руху, на прикладі кутової координати крену першої ланки ψ , та другої ланки ψ_1 . Рух автопоїзда проходить на максимальних значеннях швидкості за умов стійкого кругового руху зі сталим радіусом, з первинними збудженнями по координатам ψ_0, ψ_{10} .

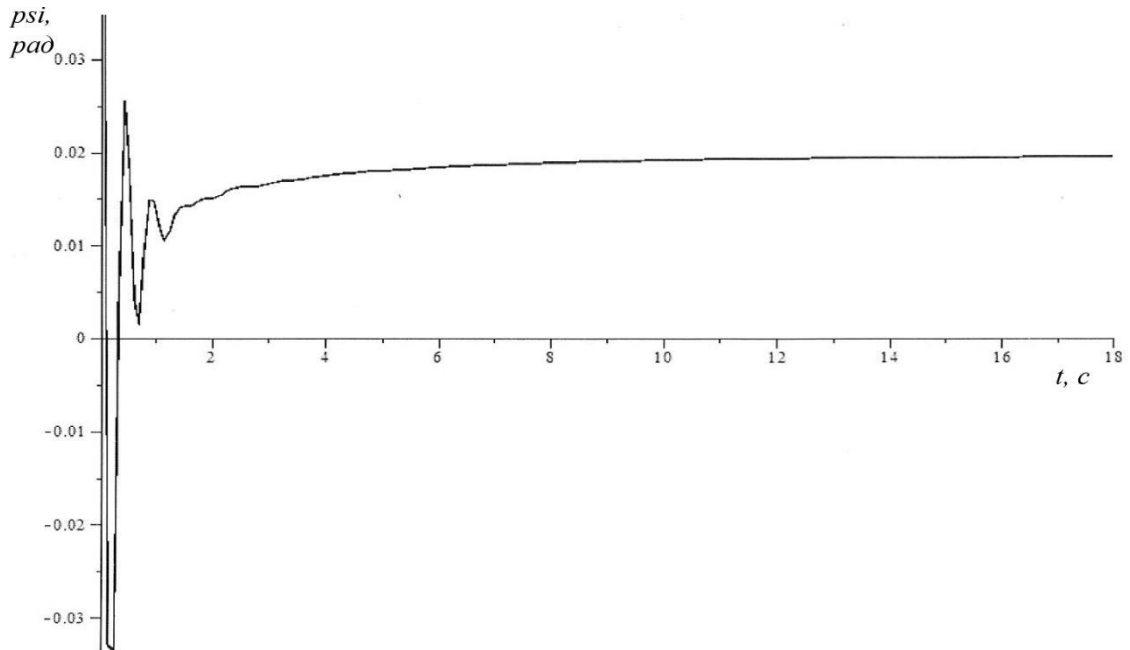


Рисунок 3.10– Зміна кутової координати по крену першої ланки ψ

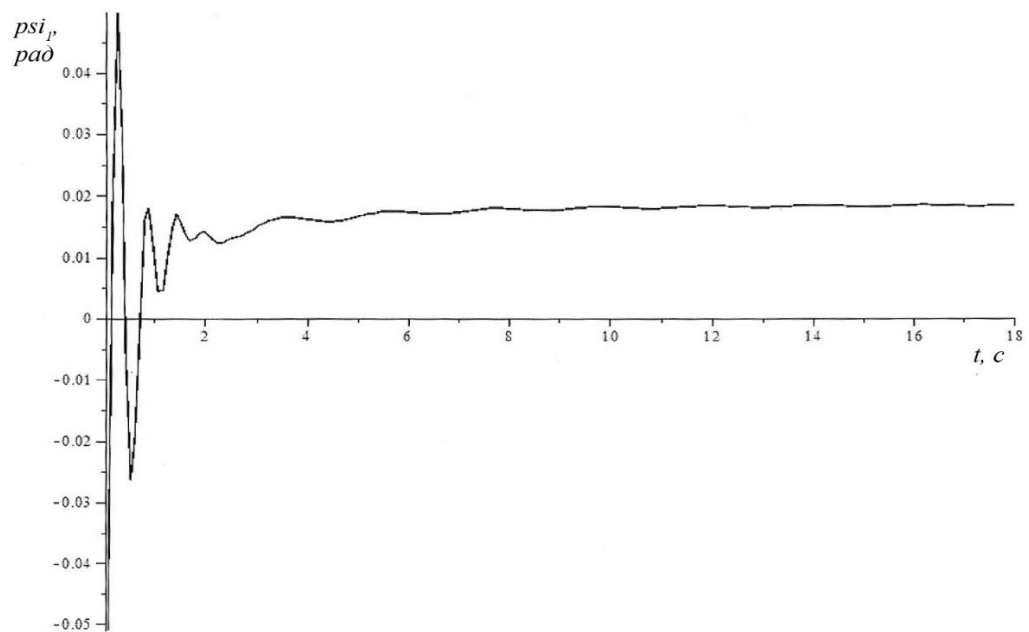


Рисунок 3.11– Зміна кутової координати по крену другої ланки ψ_1

Як слідує з наведених графіків, після початкового збудження по координатам ψ_0, ψ_{10} коливання згасають та стають рівними та значенням близьким до $0,0175 \text{ рад} \approx 1^\circ$, але до нульового положення стану спокою не повертаються внаслідок дії моментів сил інерції у кожній ланці автопоїзда.

Розглянемо, як впливають сили інерції на перерозподіл вертикального навантаження в стаціонарних кругових режимах на прикладі осі другої ланки автопоїзда z_{21} та z_{22} з певними початковими збудженнями по координатах ψ_0, ψ_{10} (рис. 3.14)

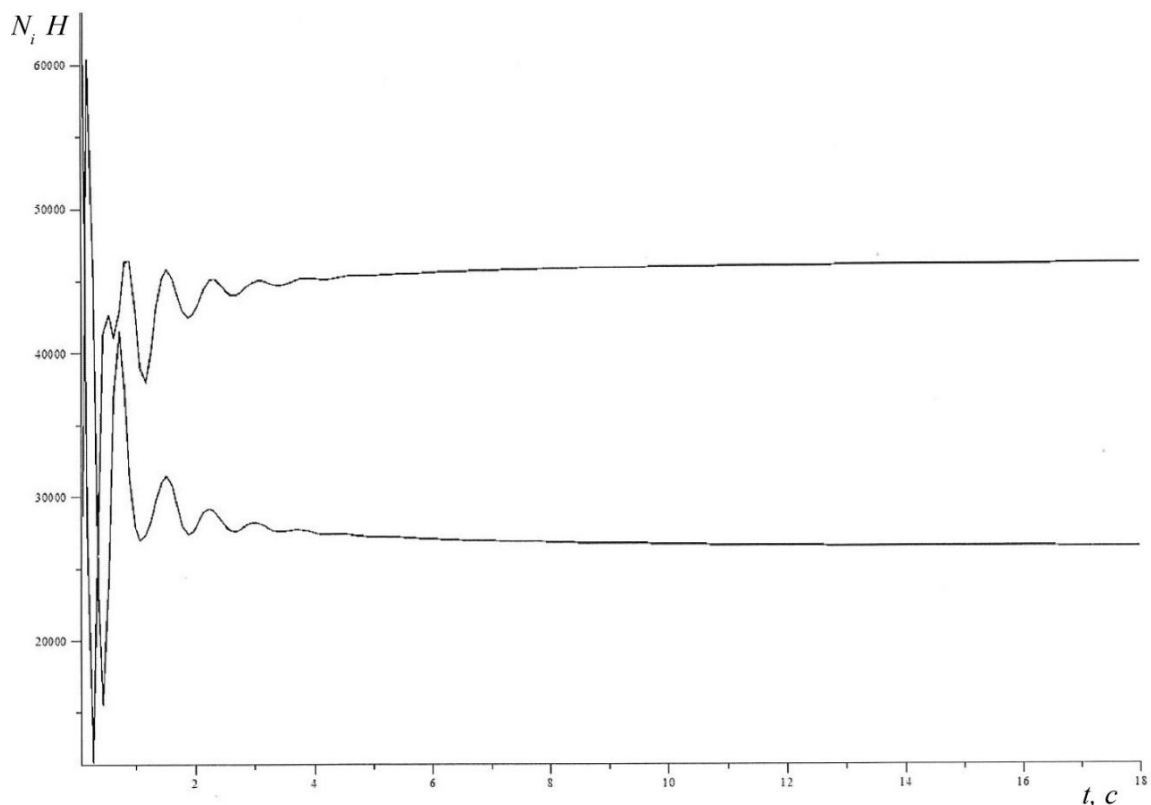


Рисунок 3.12– Зміна вертикальних навантажень на осі другої ланки автопоїзда у стаціонарних кругових режимах з початковими збудженнями по координатах ψ_0, ψ_{10}

На графіку чітко просліджується вплив сил інерції та початкового збудження на перерозподіл навантажень для коліс осі другої ланки

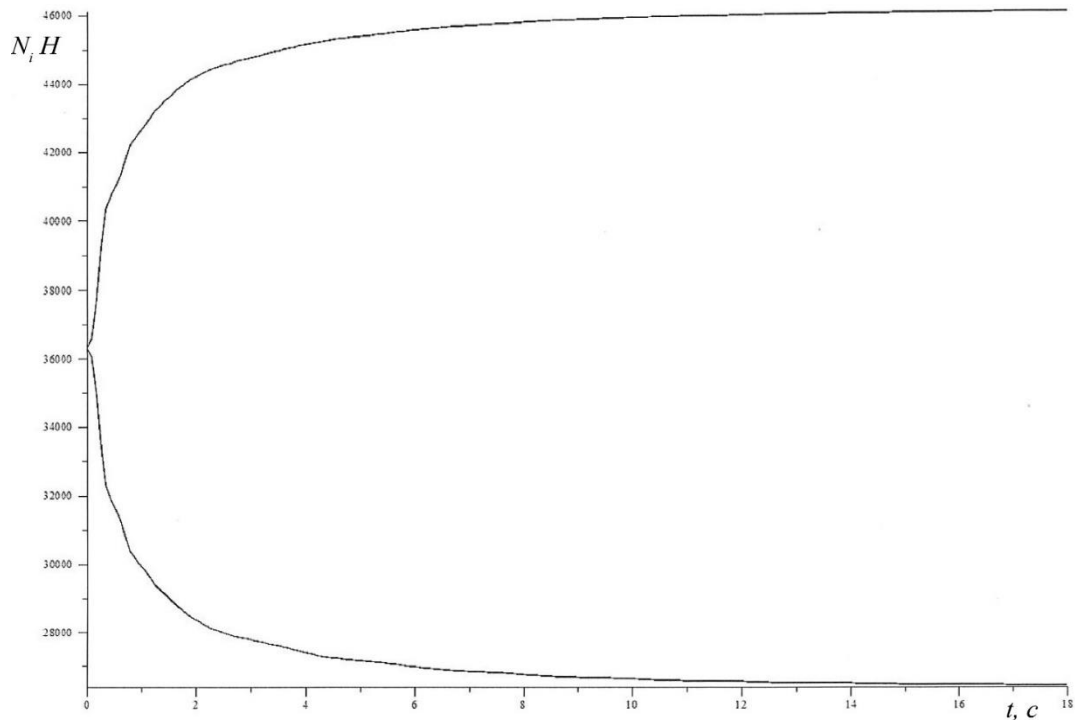


Рисунок 3.13—Зміна вертикальних навантажень на колеса осі другої ланки в стаціонарних кругових режимах без початкових збуджень

Як слідує з рис. 3.15, характер кривих при великих значеннях часу співпадає, криві виходять з однієї точки, що свідчить про рівність навантажень на колеса однієї осі для різних бортів в момент початку руху (коли сили інерції відсутні).

3.4 Аналіз перерозподілу бічних сил відведення від навантаження

При математичному моделюванні динамічних властивостей зчленованого автобуса більшу частину конструктивних масово-геометричних параметрів можна без зайвих зусиль знайти у довідниках до прототипу, іншу частину параметрів отримують з експериментальних досліджень або приймають з певними припущеннями. До таких параметрів можна віднести моменти інерції, коефіцієнти жорсткості і демпфірування, коефіцієнти бокового відведення тощо.

Хотілося б звернути увагу на визначення коефіцієнту бокового відведення. Для деяких еластичних шин у довідковій та науковій літературі наводяться значення коефіцієнту бокового відведення при певному конкретному навантаженні. При моделюванні сталого руху та коли фактичне навантаження

відповідає довідковому, задача набуває тривіального характеру, а при моделюванні динамічної системи або системи, що враховує зміну навантаження на осях і колесах, з'являється необхідність у використанні всіх можливих значень коефіцієнту бокового відведення в певному діапазоні навантажень.

Вирішення подібної задачі здійснюється за допомогою формули, що описана у роботі Литвинова А.С. [30]

$$\frac{K_y}{K_{y\max}} = 2,4 \frac{N_k}{N_{k\text{ опт}}} - 1,8 \left(\frac{N_k}{N_{k\text{ опт}}} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{N_k}{N_{k\text{ опт}}} \right)^3 \quad (3.37)$$

У цій формулі використовується коефіцієнт бічного відведення і навантаження у безрозмірному вигляді.

Слід також відмітити, що для аналогічної задачі використовують і формулу Пасейкі Г. [76].

$$\frac{K_y}{K_{y\max}} = \sin \left(2 * \arctan \left(\frac{N_k}{N_{k\max}} \right) \right) \quad (3.38)$$

Для того щоб порівняти ці два варіанти розрахунку, використаємо експериментальні данні, що отримані в роботі [92], та мають такий самий типорозмір колеса як і на досліджуваному в роботі прототипі, за якими побудуємо повноцінну криву шляхом регресії (лінія, рис. 3.16). Знаючи коефіцієнт бічного відведення при максимальному навантаженні, будуємо криву за формулою з роботи Литвинова (пунктирна лінія, рис. 3.16) і формулою Пасейкі (точкова пунктирна лінія, рис. 3.16).

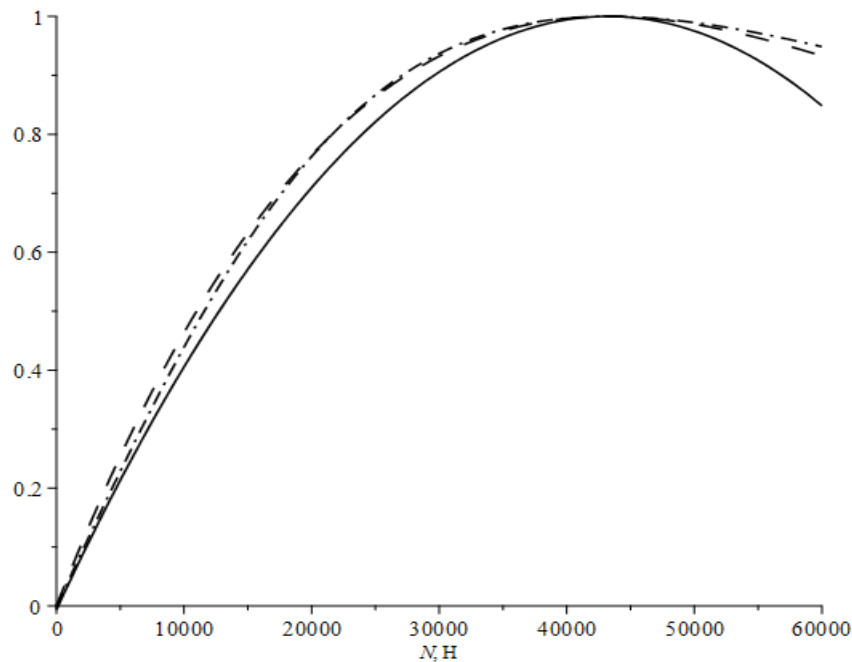


Рисунок 3.14— Залежність коефіцієнта бічного відведення від вертикального навантаження

Із наведеного графіка слідує, що обидві криві, що отримані за допомогою формули Литвинова А.С. та формули Пасейкі, добре описують залежність коефіцієнта бічного відведення від вертикального навантаження для реального колеса. Повного збігу запропонованих підходів немає, тому в подальшому необхідно провести більш об'ємне порівняння на базі доступних додаткових експериментальних даних. Звісно, коефіцієнт бічного відведення знаходиться приблизно і з певною похибкою, оскільки навіть коефіцієнти бічного відведення шини однієї моделі на одному прототипі будуть різнитися в залежності від умов дорожньої поверхні, глибини протектора та інших об'єктивних умов.

У зв'язку з практичною реалізацією цих підходів постає питання: яка найменша кількість контрольних точок є достатньою для визначення всіх параметрів залежності за умови відсутності значень оптимального навантаження, що відповідає максимальному коефіцієнту відведення?

На основі проведених розрахунків можна стверджувати, що мінімальна кількість точок – дві, але для гарантовано більш точної залежності необхідно не

менше трьох точок. Наведемо послідовність дій при наявності лише двох контрольних точок (K_i, N_i) , $i=1,2$.

Для цього використовуючи формулу (3.37), складаємо систему рівнянь (3.39) для двох відомих значень навантаження N_{k1}, N_{k2} та відомих значень коефіцієнтів K_{y1}, K_{y2} .

$$\begin{cases} \frac{K_{y1}}{K_{y\max}} = 2,4 \frac{N_{k1}}{N_{k\text{ опт}}} - 1,8 \left(\frac{N_{k1}}{N_{k\text{ опт}}} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{N_{k1}}{N_{k\text{ опт}}} \right)^3 \\ \frac{K_{y2}}{K_{y\max}} = 2,4 \frac{N_{k2}}{N_{k\text{ опт}}} - 1,8 \left(\frac{N_{k2}}{N_{k\text{ опт}}} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{N_{k2}}{N_{k\text{ опт}}} \right)^3 \end{cases} \quad (3.39)$$

Відносно невідомих $K_{y\max}$ та $N_{k\text{ опт}}$ розв'язуємо це рівняння і отримавши значення $K_{y\max}$ та $N_{k\text{ опт}}$ будуємо криву по формулі (3.37).

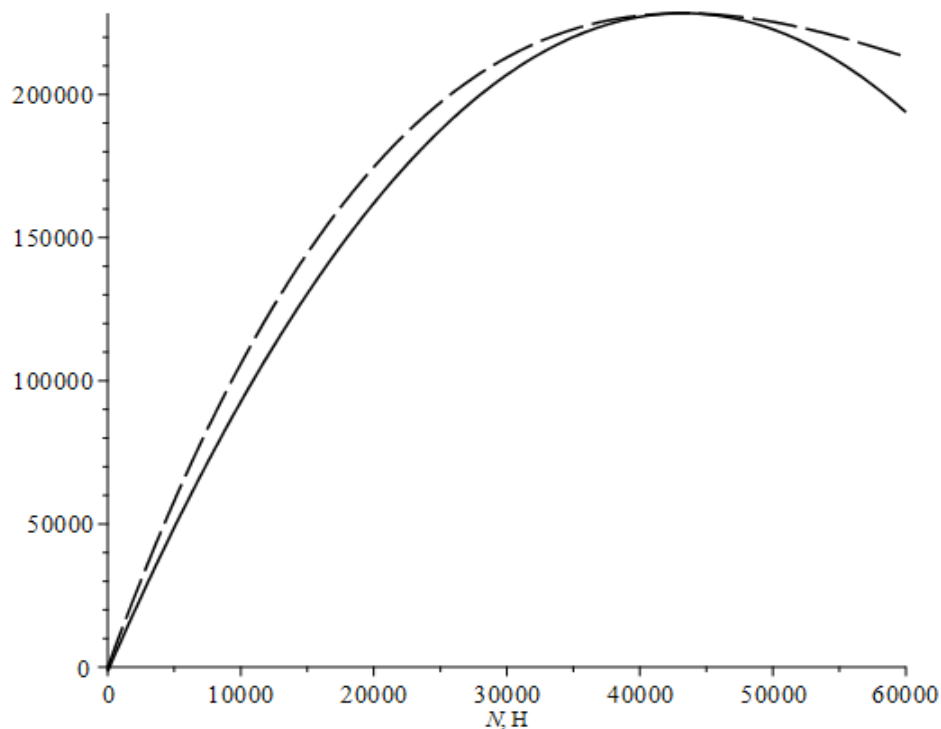


Рисунок 3.15— Залежність коефіцієнта опору відведення від навантаження на колесо

Отримана крива (пунктирна лінія, рис. 3.17) відхиляється від очікуваної кривої. Це пояснюється похибкою між функціями, що визначалися регресійною залежністю та формулою А.С. Литвинова. Проте, як слідує з графіків, навіть при наявності лише двох контрольних точок, що відповідають двом значенням навантаження, можливо отримати наближену залежність коефіцієнтів опору бічного відведення від вертикального навантаження на основі підходу А.С. Литвинова.

Оскільки в роботі розглядається плоскопаралельний рух автобуса з постійною зміною навантажень z_i , то і силу бічного відведення Y_i , будемо розглядати як функцію вертикального навантаження виду:

$$Y_i(z_i) = \frac{q_i(z_i)\delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{q_i(z_i)\delta}{\phi_i(z_i)}\right)^2}} \quad (3.40)$$

Для доповнення математичної моделі визначимо вигляд залежності коефіцієнта опору відведення, як функції вертикального навантаження, шляхом обробки математичним пакетом Maple кривої, побудованої за формулою Литвинова А.С., для колеса відповідного типорозміру [92]. Після обробки кривої математичним пакетом Maple шляхом найменших квадратів, коефіцієнт відведення $q_i(z_i)$ набули вигляду:

$$q_i(z_i) = \alpha_1 - \alpha_2 z_i \quad (3.41)$$

де α_1 та α_2 чисельні константи саме для цієї кривої.

$$q_i(z_i) = 10,63224 - 0,000245993 \cdot z_i$$

У подальшому в роботі будемо використовувати саме ці значення α_1 та α_2 при наступному моделюванні просторового руху зчленованого автобуса.

3.5 Чисельне моделювання та верифікація нелінійної просторової моделі дволанкового автопоїзда

Важливими параметрами, які впливають на характер руху зчленованого автобуса, є центральні моменти інерції його ланок. На жаль, у довідковій літературі для зчленованих автобусів така інформація відсутня. Тому для визначення моментів інерції використаємо імовірнісний метод визначення радіусів інерції автомобіля, запропонований в роботі М.А. Подригало та В.П. Волкова [93]. Запропонований метод має незначну похибку в порівнянні з експериментальними даними. В його основі лежать два припущення: по-перше, момент інерції автомобіля залежить від закону розподілу його маси у межах колії, бази та висоти; по-друге, щільність розподілу моменту інерції підпорядковується нормальному закону розподілу.

За твердженням авторів, найбільш вірогідне значення радіуса інерції відносно вертикальної осі дає формула:

$$\rho_z = \sqrt{\frac{ab}{2} + \frac{koll^2}{12} + \frac{ab}{6}}, \quad (3.42)$$

відносно поздовжньої осі:

$$\rho_x = \sqrt{\frac{(H-h_m)h_m}{2} + \frac{koll^2}{12} + \frac{(H-h_m)h_m}{6}} \quad (3.43)$$

та поперечної осі:

$$\rho_y = \sqrt{\frac{ab}{2} + \frac{(H-h_m)h_m}{3} + \frac{ab}{6}} \quad (3.44)$$

де $koll$ – колія автопоїзда;

H – висота автопоїзда;

h_m – висота центра мас над площиною дороги;

a і b – положення центру мас відносно передшої та другої осі першої ланки.

Момент інерції для кожної ланки визначається за відомою формулою:

$$J_i = m_i \rho_i^2 \quad (3.45)$$

Пізніше ті самі автори М.А. Подригало та В.П. Волков у роботі [94] удосконалили метод розрахунку та підвищили його точність, за словами авторів, на 22,6%. Цього вдалося досягти за рахунок більшої варіативності визначення радіусів для варіантів, коли параметр висоти не більше ніж дві висоти центрів мас ($H < 2h_m$) та варіанту, коли цей параметр висоти більше ніж дві висоти центрів мас ($H > 2h_m$). Оскільки для нашого прототипу більше підходить другий варіант, розглянемо формули для цього випадку для визначення радіусів інерції для всіх осей. Формули для визначення радіуса інерції набули вигляду:

відносно вертикальної осі

$$\rho_z = \sqrt{\left(ab + \frac{koll^2 b}{4a}\right) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{6}\right)}, \quad (3.46)$$

відносно поздовжньої осі:

$$\rho_x = \sqrt{\frac{b}{a} \cdot \left(\frac{koll^2}{4} + (H - h_m)^2\right) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{6}\right)} \quad (3.47)$$

поперечної осі:

$$\rho_y = \sqrt{\left(ab + \frac{b}{a} \cdot (H - h_m)^2\right) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{6}\right)} \quad (3.48)$$

Далі в роботі при визначенні моментів інерції зчленованого автобуса будемо використовувати саме формули (3.45-3.48). За даними формулами отримані моменти інерції для обох ланок по всіх осях, табл.3.1.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для інтегрування системи рівнянь автобуса

1	Маса першої ланки споряджена	$m = 11985$ кг
2	Маса другої ланки споряджена	$m_1 = 5850$ кг
3	Коефіцієнт жорсткості, для окремого колеса на відповідній осі	$k_{1i} = 201500$ $k_{2i} = 403000$ $k_{3i} = 403000$
4	Коефіцієнт пружності, для окремого колеса на відповідній вісі	$k_{d1i} = 7500$ $k_{d2i} = 15000$ $k_{d3i} = 15000$
5	Коефіцієнти для визначення бічного відведення	$\alpha_1 = 10,63224,$ $\alpha_2 = 0,000245993$
6	Висота центру мас першої ланки	$h_m = 0.9$ м
7	Висота центру мас другої ланки	$h_{m1} = 1,1$ м
8	Половина ширини колії	$h = \frac{koll}{2} = 1.05$ м
9	Положення центру мас першої ланки (спорядженої)	$a = 3.33$ м $b = 2.47$ м
10	Положення центру мас другої ланки (спорядженої)	$d_1 = 4.41$ м $b_1 = 0.59$ м
11	Значення моментів інерції для кожної ланки	$J_z = 30495$ $J_x = 17562$ $J_y = 31902$ $J_{z1} = 15728$ $J_{x1} = 3640$ $J_{y1} = 8321$

Для чисельного інтегрування просторової системи руху автопоїзда скористаємось повною системою рівнянь стаціонарного режиму руху з вертикальними коливаннями загального вигляду (3.49) та пакетом математичного моделювання Maple. У якості вихідних приймемо дані, що наведені у табл. 3.1.

$$\begin{aligned}
& -m(\omega v + U) - m_1(\omega v + U - c\Omega) + m_1 d_1 \omega^2 \sin \gamma + (Y_{11} + Y_{21}) \cos \theta + (Y_{31} + Y_{32}) \cos \gamma - \\
& - (X_{31} + X_{32}) \sin \gamma + Y_{21} + Y_{22} + m_1 d_1 (\omega^2 + \Gamma^2 - 2\Gamma) \sin \gamma + m_1 d_1 (\Omega - \Gamma\Gamma) \cos \gamma = 0 \\
& - J_z \Omega + c m_1 \omega v + a Y_1 \cos \theta - b(Y_{21} + Y_{22}) - c(Y_{31} + Y_{32}) \cos \gamma + c(X_{31} + X_{32}) \sin \gamma + \\
& + c d_1 m_1 \sin \gamma (2\omega\Gamma - \Gamma^2 - \omega^2) + c d_1 m_1 \cos \gamma (\Gamma\Gamma - \Omega) + c m_1 (U - c\Omega) = 0 \\
& - J_{1z} (\Omega - \Gamma\Gamma) + d_1 m_1 \omega (u \sin \gamma - c \omega \sin \gamma - v \cos \gamma + d_1 \Omega + d_1 \Gamma\Gamma + c \sin \gamma \omega) + l_1 Y_3 - c m_1 \cos \gamma d_1 \Omega \\
e_{10} : & \frac{d}{dt} z(t) = Z(t) \\
e_1 : & m \left(\frac{d}{dt} Z(t) \right) + k_{11} (-a\varphi(t) - h\psi(t) + z(t)) + k_{12} (-a\varphi(t) + h\psi(t) + z(t)) + k_{21} (b\varphi(t) - \\
& - h\psi(t) + z(t)) + k_{22} (b\varphi(t) + h\psi(t) + z(t)) + k_{31} (c\varphi(t) - h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t)) + \\
& + k_{32} (c\varphi(t) + h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t)) + k d_{11} (-a\Phi(t) - h\Psi(t) + Z(t)) + k d_{12} (-a\Phi(t) + \\
& + h\Psi(t) + Z(t)) + k d_{21} (b\Phi(t) - h\Psi(t) + Z(t)) + k d_{22} (b\Phi(t) + h\Psi_1(t) + Z(t)) + k d_{31} (c\Phi(t) - \\
& h\Psi(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t)) + k d_{32} (c\Phi(t) + h\Psi_1(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t)) = 0 \\
e_{20} : & \frac{d}{dt} \varphi(t) = \Phi(t) \\
e_2 : & J_y \left(\frac{d}{dt} \Phi(t) \right) - (z(t) + h_m) m u(t) \omega(t) - k_{11} (-a\varphi(t) - h\psi(t) + z(t)) a - k_{12} (-a\varphi(t) + \\
& + h\psi(t) + z(t)) a + k_{21} (b\varphi(t) - h\psi(t) + z(t)) b + k_{22} (b\varphi(t) + h\psi(t) + z(t)) b + k_{31} (c\varphi(t) - \\
& - h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t)) c + k_{32} (c\varphi(t) + h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t)) c - k d_{11} (-a\Phi(t) - h\Psi(t) + \\
& + Z(t)) a - k d_{12} (-a\Phi(t) + h\Psi(t) + Z(t)) b + k d_{21} (b\Phi(t) - h\Psi(t) + Z(t)) b + k d_{22} (b\Phi(t) + \\
& + h\Psi(t) + Z(t)) b + k d_{31} (c\Phi(t) - h\Psi_1(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t)) c + k d_{32} (c\Phi(t) + h\Psi_1(t) + l_1\Phi_1(t) + \\
& + Z(t)) c = 0 \\
e_{30} : & \frac{d}{dt} \varphi_1(t) = \Phi_1(t) \\
e_3 : & J_{1y} \left(\frac{d}{dt} \Phi_1(t) \right) - (c\varphi(t) + d_1\varphi_1(t) + z(t) + h_{m1}) m_1 (v \sin \gamma(t) + (u(t) - \omega(t)c) \cos \gamma(t) - \\
& - (\omega(t) - \Gamma(t)) d_1 - (\omega(t) - \Gamma(t)) b_1) (\omega(t) - \Gamma(t)) + k_{31} (c\varphi(t) - h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t)) l_1 + \\
& + k_{32} (c\varphi(t) + h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t)) l_1 + k d_{31} (c\Phi(t) - h\Psi_1(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t)) l_1 + \\
& + k d_{32} (c\Phi(t) + h\Psi_1(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t)) l_1 = 0 \\
e_{40} : & \frac{d}{dt} \psi(t) = \Psi(t) \\
e_4 : & J_{1x} \left(\frac{d}{dt} \Psi(t) \right) - (z(t) + h_m) m v \omega(t) - k_{11} (-a\varphi(t) - h\psi(t) + z(t)) h + k_{12} (-a\varphi(t) + \\
& + h\psi(t) + z(t)) h - k_{21} (b\varphi(t) - h\psi(t) + z(t)) h + k_{22} (b\varphi(t) + h\psi(t) + z(t)) h - \\
& - k d_{11} (-a\Phi(t) - h\Psi(t) + Z(t)) h + k d_{12} (-a\Phi(t) + h\Psi(t) + Z(t)) h - k d_{21} (b\Phi(t) - h\Psi(t) + \\
& + Z(t)) h + k d_{22} (b\Phi(t) + h\Psi(t) + Z(t)) h = 0 \\
e_{50} : & \frac{d}{dt} \psi_1(t) = \Psi_1(t) \\
e_5 : & J_{1x} \left(\frac{d}{dt} \Psi_1(t) \right) - (c\varphi(t) + d_1\varphi_1(t) + z(t) + h_{m1}) m_1 (v \cos \gamma(t) - (u(t) - \omega(t)c) \sin \gamma(t)) \cdot \\
& \cdot (\omega(t) - \Gamma(t)) - k_{31} (c\varphi(t) - h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + z(t)) h + k_{32} (c\varphi(t) + h\psi_1(t) + l_1\varphi_1(t) + \\
& + z(t)) h - k d_{31} (c\Phi(t) - h\Psi_1(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t)) h + k d_{32} (c\Phi(t) + h\Psi_1(t) + l_1\Phi_1(t) + Z(t)) h = 0
\end{aligned} \tag{3.49}$$

За результатами інтегрування побудуємо графіки рівноважних кривих по кутовій швидкості $\omega(\theta)$ та куту складання $\gamma(\theta)$ на швидкості $v = 3$ м/с для випадків прикладання тягового зусилля $X_2 \neq 0$ та $X_3 \neq 0$. Точки, що отримані для кожного значення θ , об'єднаємо сплайн апроксимацією та порівняємо з результатами, отриманими для плоскої задачі.

На рис. 3.18 зображені рівноважні криві, які відповідають різним варіантам тягового зусилля по змінній ω . Отже для просторової моделі з різними варіантами прикладання тягових зусиль криві майже не розходяться до значення $\theta = 0,8$ рад, та у порівнянні з плоскою моделлю руху до значення $\theta = 0,6$ рад, взагалі співпадає навіть з лінійним наближенням.

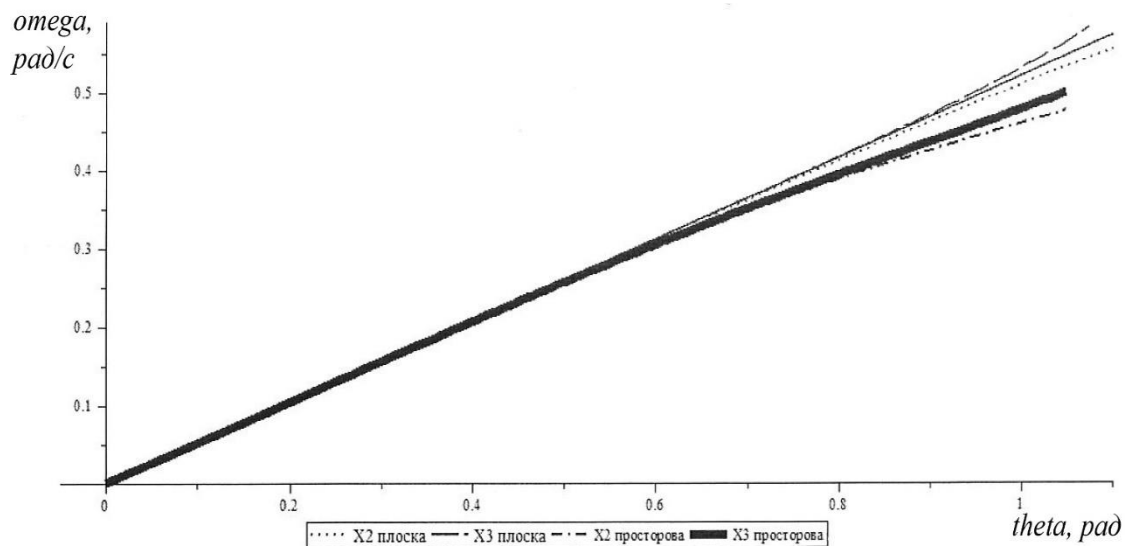


Рисунок 3.16—Рівноважні криві які відповідають змінній ω при $v = 3$ м/с

Звернемо увагу, що криві по кутовій швидкості $\omega(\theta)$ та куту складання $\gamma(\theta)$ для просторової задачі отримані шляхом чисельного інтегрування, оскільки для більш складної просторової моделі руху автопоїзда вже неможливо використати метод визначення стійкості по Ляпунову, та на всій множині наведених значень θ система не втрачає стійкості.

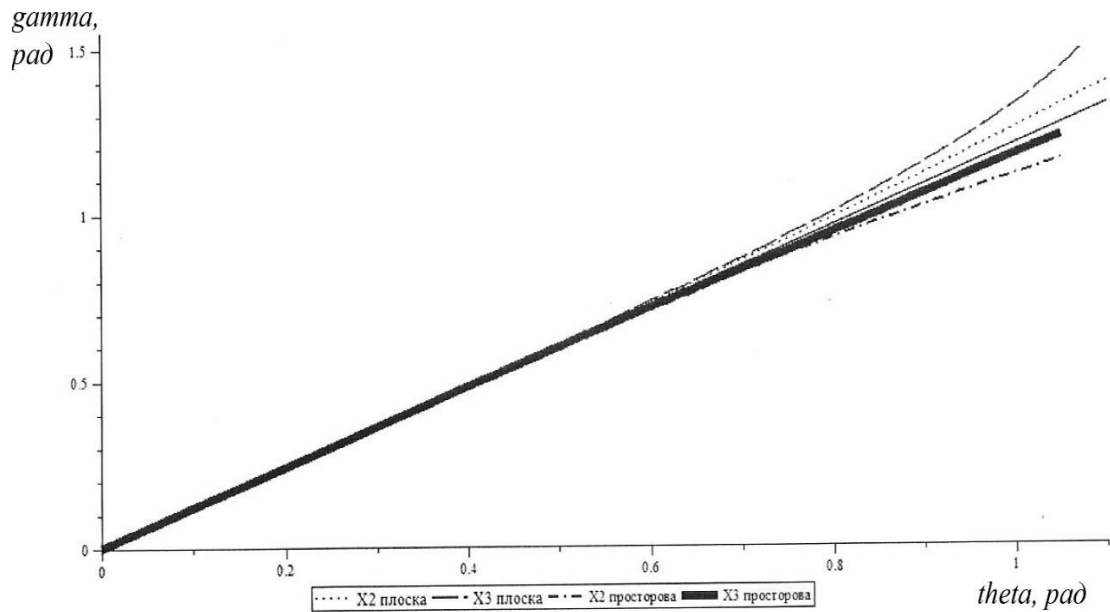


Рисунок 3.17– Рівноважні криві, які відповідають змінній γ при $v = 3$ м/с

На рис. 3.17 зображені рівноважні криві, які відповідають різним варіантам тягового зусилля по змінній кута. Отже для просторової моделі з різними варіантами прикладання тягових зусиль криві майже не розходяться до значення $\theta = 0,75$ рад, та у порівнянні з плоскою моделлю руху до значення $\theta = 0,6$ рад взагалі співпадають навіть з кривими лінійного наближення.

Розглянемо тепер рівноважні криві для швидкості $v = 8$ м/с та різних варіантів прикладання тягового зусилля. За варіанту тягового зусилля $X_2 \neq 0$ для просторової моделі при чисельному інтегруванні отримуємо всі значення на всьому діапазоні θ , що свідчить про її стійкість, так само як і для плоскої. Для варіанту тягового зусилля $X_3 \neq 0$ для плоскої моделі мала місце втрата стійкості при значенні $\theta = 0,344$ рад, а при чисельному інтегрування просторової моделі на значенні $\theta = 0,25$ рад. Оскільки неможливо продовжити криву методом продовження і методом чисельного інтегрування, то вона не буде мати продовження в діапазоні відсутності стійкості.

На рис. 3.20 зображені рівноважні криві, які відповідають різним варіантам тягового зусилля по змінній швидкості повороту ω .

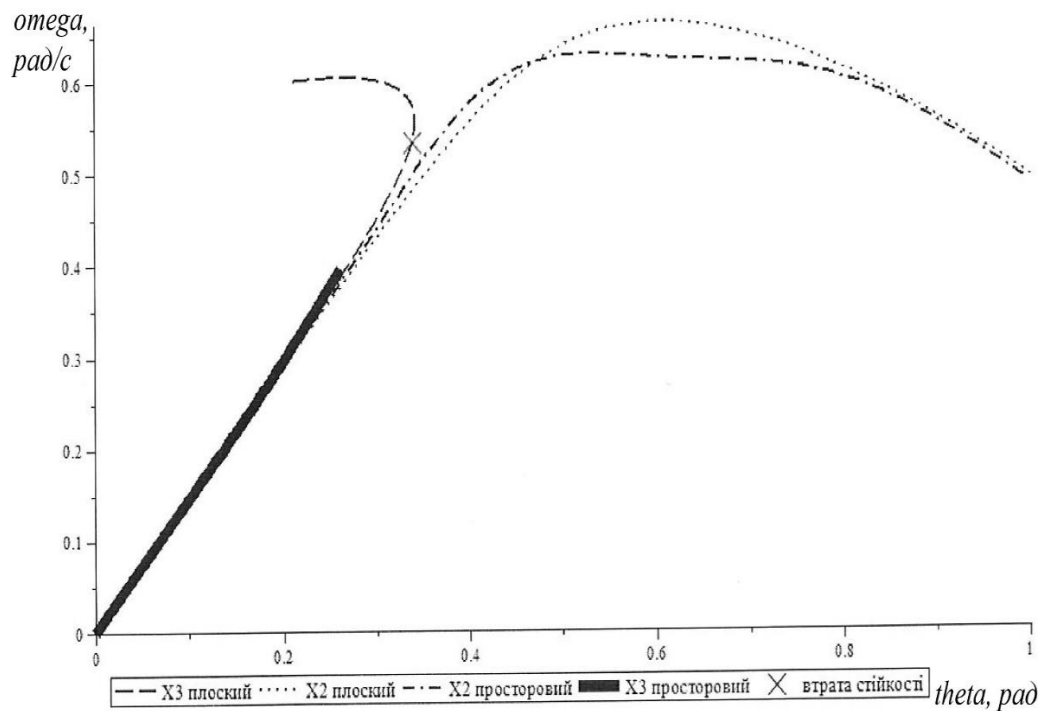


Рисунок 3.18— Рівноважні криві які відповідають змінній ω при $v = 8$ м/с

Так, для просторової моделі з різними варіантами прикладання тягових зусиль криві майже не розходяться до значення $\theta = 0,2$ рад, як і у варіанті з плоскою моделлю руху приблизно до того самого значення $\theta = 0,2$ рад.

На рис. 3.21 зображені рівноважні криві, які відповідають різним варіантам тягового зусилля по змінній кута складання γ . Отже, для просторової моделі з різними варіантами прикладання тягових зусиль криві майже не розходяться до значення $\theta = 0,2$ рад, та у порівнянні з плоскою моделлю руху приблизно до того самого значення $\theta = 0,2$ рад.

Наведений порівняльний аналіз вказує на спадкоємність послідовності низки уточнень моделі від лінійної плоскої до двоколіїної просторової з урахуванням вертикальних коливань та перерозподілом вертикальних навантажень та відповідною корекцією коефіцієнтів відведення. А саме до $\theta = 0,2$ рад можна користуватися простою лінійною моделлю, а при більших значеннях бажано використовувати просторову модель, яка звужує області стійкості для попередніх моделей.

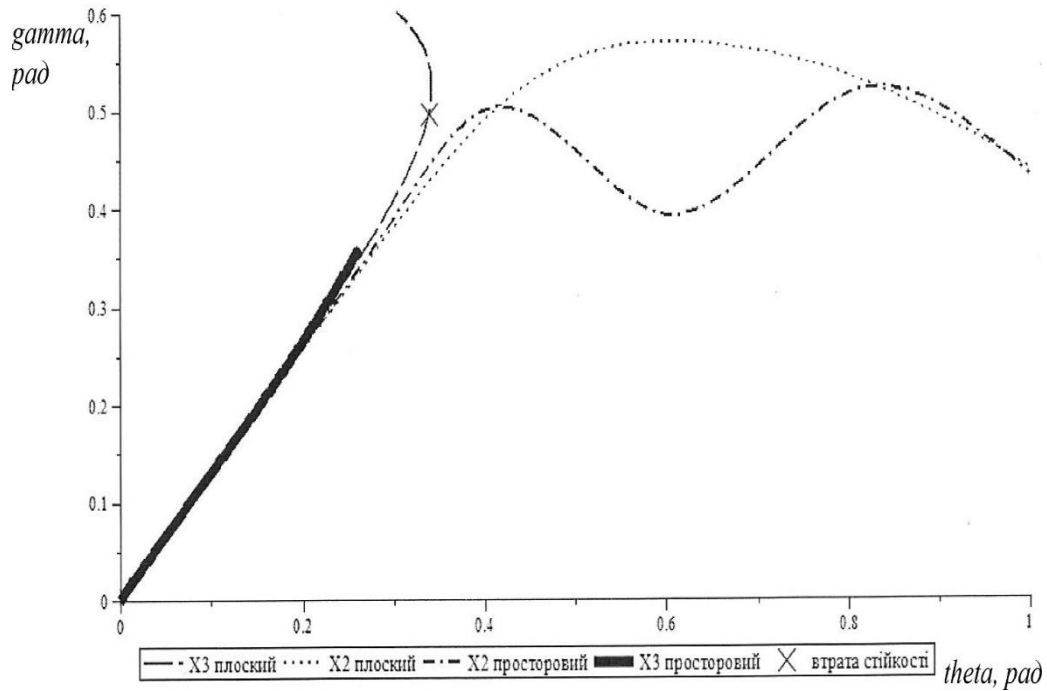


Рисунок 3.19– Рівноважні криві які відповідають змінній γ при $v = 8$ м/с

Тепер розглянемо зміну вертикального навантаження Z_{ji} при зміні швидкості v . Для зручності будемо розглядати не абсолютне вертикальне навантаження на певне колесо, а лише різницю зміни від початкового значення навантаження Z_0 , тобто:

$$\Delta Z_i = Z_0 - Z_{\text{поточне}}, \quad (3.50)$$

та лише для правих коліс (оскільки поточний рух іде наліво, проти годинникової стрілки), на яких буде збільшуватися навантаження, а на колесах лівого борту відповідно буде зменшуватися на те саме значення ΔZ_i . Всі розрахунки проводяться лише для випадку прикладання тягового зусилля $X_2 \neq 0$ оскільки з іншим варіантом різниця практично відсутня. Рух буде моделюватися для випадку сталого руху по траєкторії сталого радіуса R з відомими швидкостями v та значеннями кута повороту керованих коліс θ .

На рис. 3.22 наведені залежності зміни вертикального навантаження ΔZ_i для колеса кожної осі від бокового прискорення A_y . На графіку видно, що зміна

характеру навантаження набуває лінійного характеру. Це пов'язано з тим, що відцентрові сили, які породжують відповідний момент по осі крену, лінійним чином залежать від бокового прискорення виду:

$$M_{\psi i} = \frac{h_i m_i v^2}{R} \quad (3.51)$$

Тоді величина ΔZ_i визначається як:

$$\Delta Z_i = M_{\psi i} \frac{koll}{2} \quad (3.52)$$

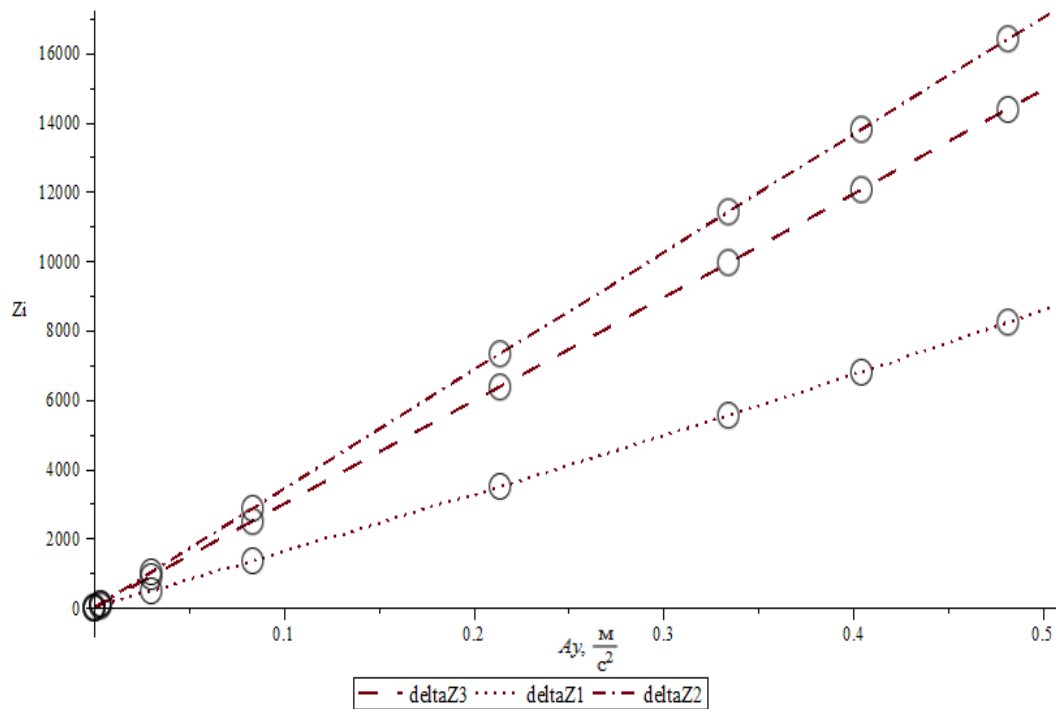


Рисунок 3.20– Зміна вертикального навантаження ΔZ_i на кожній осі

Відповідно до змін перерозподілу вертикальних навантажень змінюються і коефіцієнти опору відведення по бортах на кожному колесі. Нижче наведені залежності коефіцієнтів опору відведення як функції бокового прискорення в кривій сталого радіуса (в кривій з постійним кутом Акермана).

На рис. 3.23 наведені криві, які описують зміну коефіцієнтів опору відведення при русі по колу сталого радіуса та які враховують зміну вертикального навантаження від впливу відцентрових сил. Це суттєво впливає на визначення інтервалів стійкості в кривій поворотності.

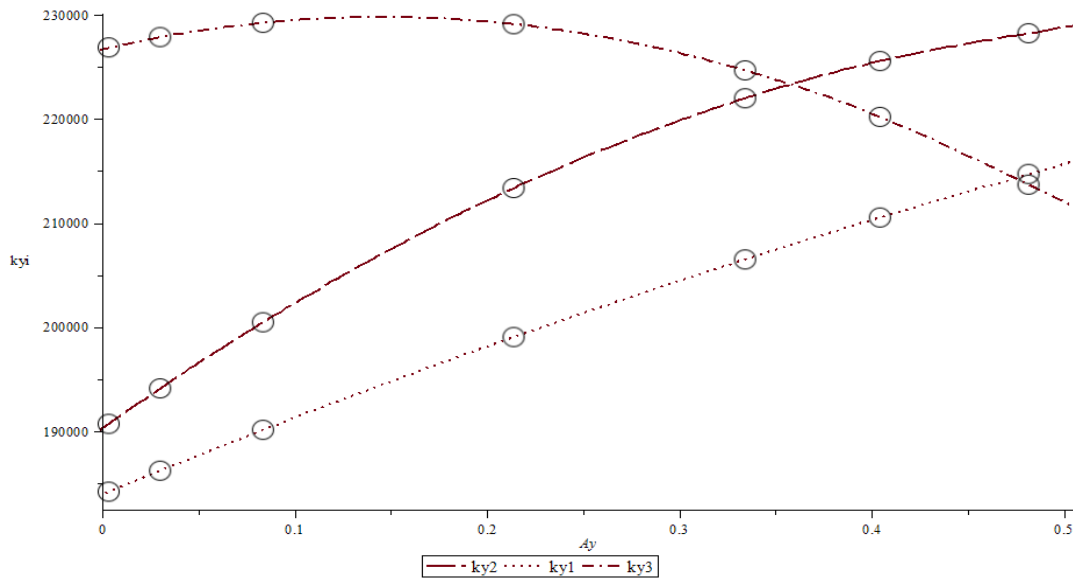


Рисунок 3.21– Зміна коефіцієнтів опору відведення при зміні вертикального навантаження на колеса автобуса від бокового прискорення

Нижче представлена конфігурація автопоїзда за колового руху при різних швидкостях та відповідних бокових прискореннях A_y , для випадку прикладання тягового зусилля до першої ланки $X_2 \neq 0$, рис. 3.24. Основні параметри, що відповідають траєкторії «а» та «б» наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Параметри руху автопоїзда в кривій сталого радіусу

Параметр	Траєкторія «а»	Траєкторія «б»
Поздовжня швидкість v	3 м/с	12 м/с
Кут повороту керованих коліс θ	0.1892 рад	0.1467 рад
Кут складання автопоїзда γ	0.2275 рад	0.24020 рад
Бічне прискорення A_y	0.0300 м/с ²	0.481 м/с ²
Радіус кола R	30.5 м	30.5 м

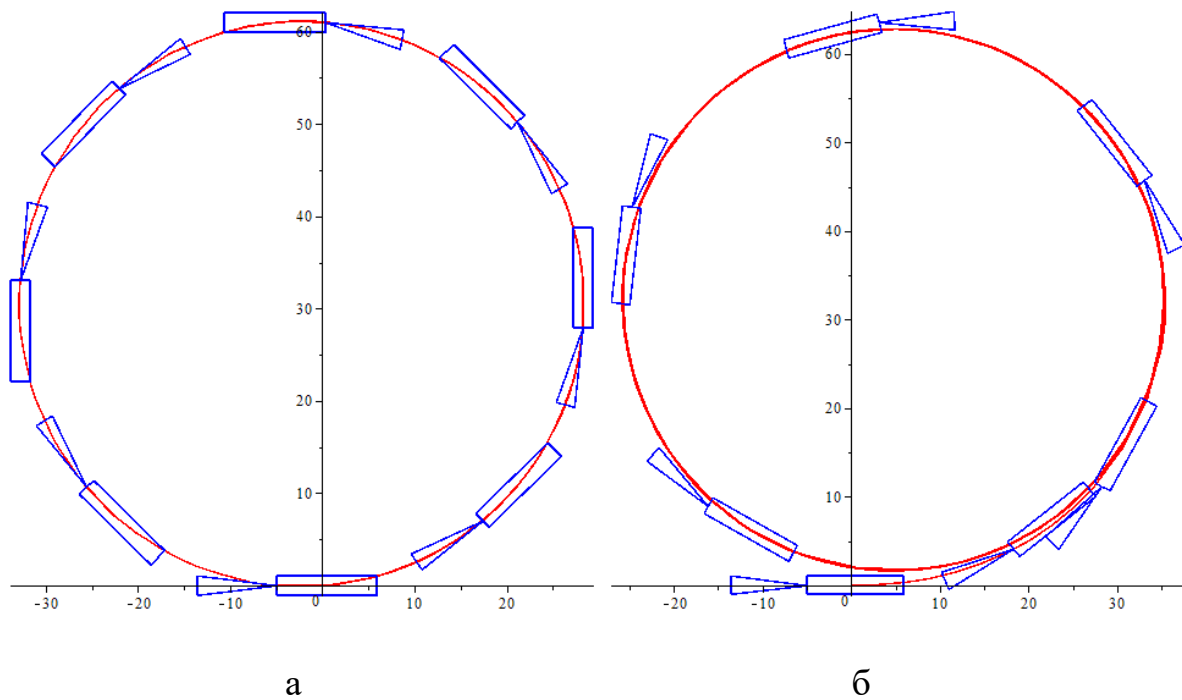


Рисунок 3.22— Траєкторії руху автопоїзда на сталому радіусі та при $v = 3$ та 12 м/с

Як видно з рис. 3.24, траєкторія автопоїзда відповідає руху по колу при мінімальній і максимальній швидкості, за якої зберігається кругова траєкторія. З даних, наведених у табл. 3.2, слідує, що характер зміни кута повороту керованих коліс θ відповідає надлишковій керованості автопоїзда, що буде більш детально розглянуто у наступному розділі.

3.6 Аналіз повороткості нелінійної просторової моделі зчленованого автобуса

У даному підрозділі розглянуто вплив точки прикладання тягових зусиль на показник повороткості нелінійної просторової моделі (3.49) дволанкового автопоїзда на основі її чисельного інтегрування (до реалізації усталеного руху по колу фіксованого радіусу). Отримані результати чисельного інтегрування нелінійної просторової моделі співставляються з результатами чисельного інтегрування плоскої нелінійної одноколійної моделі.

Проведений аналіз вказує на чітку узгодженість результатів при ускладненні математичної моделі від лінійної до плоскої та просторової моделей. Так, при малих значеннях бокового прискорення має місце високий рівень збігу результатів як для випадку прикладання тягового зусилля на другій осі першої ланки, так і на осі другої ланки. При цьому криві повороткості та складання виходять із спільних точок.

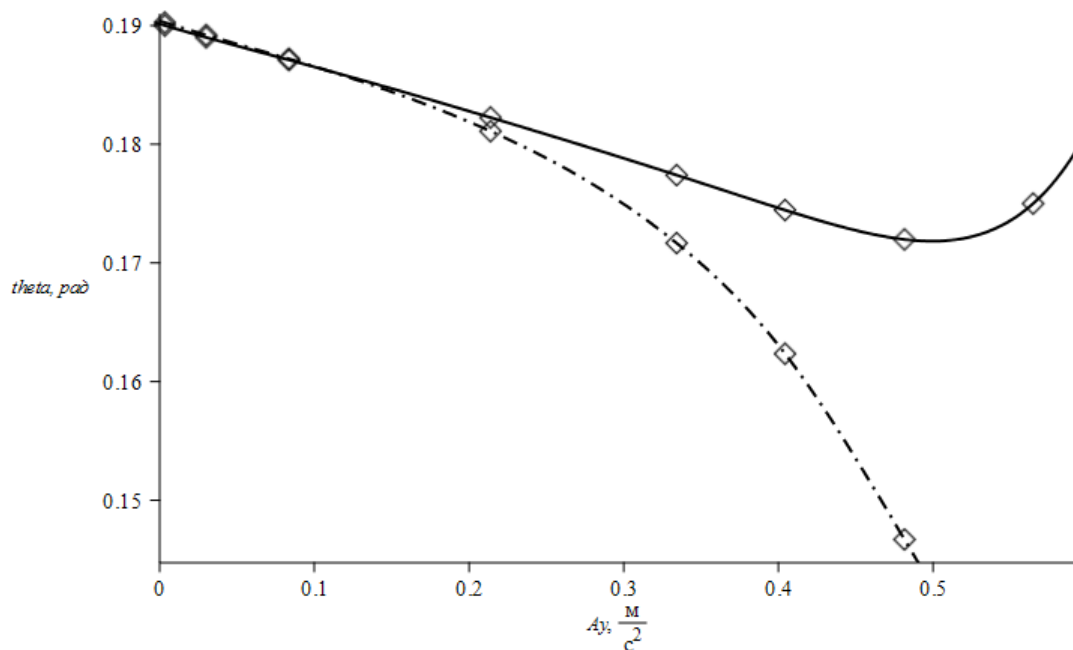


Рисунок 3.23— Криві повороткості при $X_2 \neq 0$:
пунктирна лінія— для нелінійної просторової моделі;
суцільна лінія — для нелінійної плоскої моделі.

На рис. 3.25 наведені результати чисельного інтегрування просторової моделі за параметром повороткості для випадку $X_2 \neq 0$, коли тягове зусилля прикладене до другої осі першої ланки зчленованого автобуса. У порівнянні з плоскою моделлю просторова характеризується незмінним характером надлишкової повороткості, хоча можливо, що при інших конструктивних параметрах системи характер повороткості може змінитися. Також повороткість плоскої моделі в порівнянні з просторовою має тенденцію до зменшення стійкості по параметру A_y до значення 0,48. При цьому кут складання за просторовою моделлю дещо

перевищує його значення у разі плоскої моделі, але в цілому має досить тісний збіг за характером та величиною, хоча і спостерігається втрата стійкості при меншому значенні бокового прискорення A_y . За лінійного характеру кривих повороткості та складання спостерігається їх збіг з лінійною теорією в межах бічного прискорення центру мас першої ланки до значення $A_y = 0,15$ по повороткості, та $A_y = 0,28$ - по складанню.

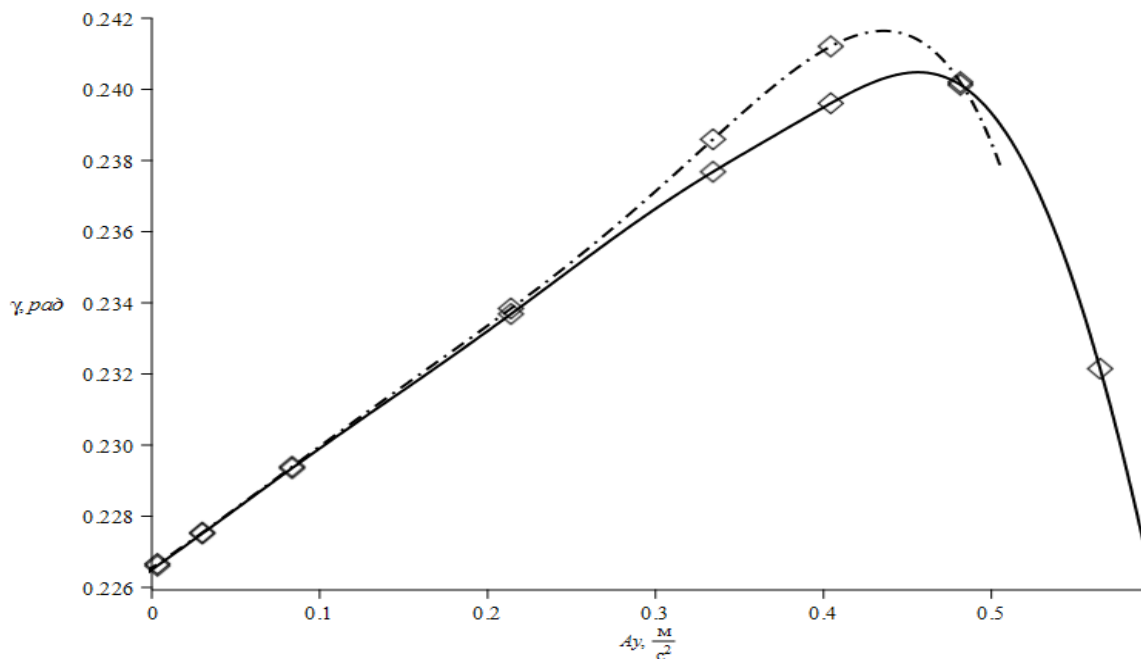


Рисунок 3.24– Криві складання при $X_2 \neq 0$:
пунктирна лінія – для нелінійної просторової моделі;
суцільна лінія– для нелінійної плоскої моделі

На рис. 3.27 наведений графік повороткості просторової моделі для випадку, коли $X_3 \neq 0$. Характер недостатньої повороткості для просторової моделі має ще більшу інтенсивність, ніж для плоскої нелінійної моделі. Відповідно діапазон стійкості на кривій повороткості скорочується до величин $A_y = 0,408$, що в перерахунку на лінійну швидкість складає $v = 11$ м/с.

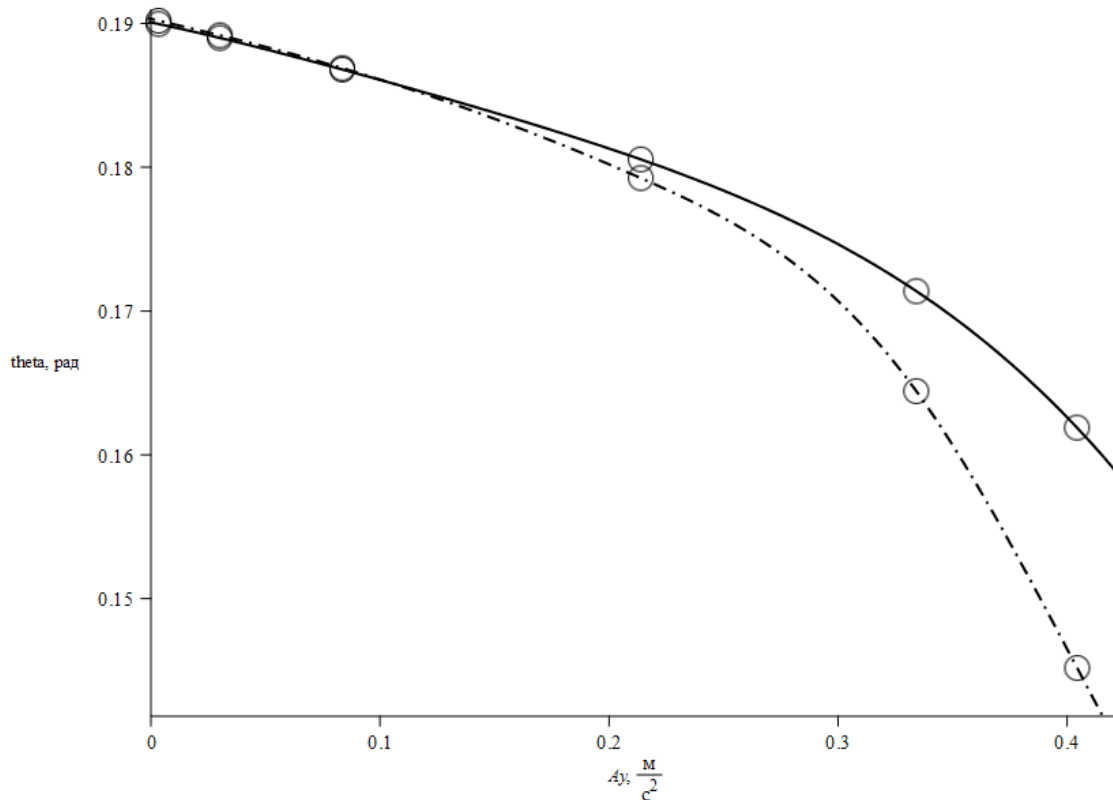


Рисунок 3.25– Криві повороткості при $X_3 \neq 0$:
пунктирна лінія– для нелінійної просторової моделі;
суцільна лінія – для нелінійної плоскої моделі

На рис. 3.28 наведена крива складання для випадку $X_3 \neq 0$, що отримана шляхом чисельного інтегрування. Характерно, що лінійна частина кривої складання відповідає лінійній теорії і спостерігається в межах до $A_y=0,2$. При цьому збільшується необхідна ширина коридору для реалізації сталого руху в кругових режимах. За прискорення більшого $A_y=0,3$ спостерігається суттєва розбіжність в значеннях кута складання для плоскої та просторової моделі.

При значеннях бічного прискорення до $A_y=0,2$ можливо використовувати плоску лінійну теорію, а для більших значень бічного прискорення бажано використовувати просторову нелінійну модель руху зчленованого автобуса.

Аналіз повороткості зчленованого автобуса не буде повним без розгляду можливих варіантів завантаження салону пасажирями, оскільки варіанти завантаження змінюють коефіцієнти опору відведення, які впливають на бокові сили відведення та на стійкість в цілому. Крім того, будуть змінюватися

геометричні параметри розрахункової схеми та величина тягового зусилля, які внесуть власні корективи в стійкість математичної моделі.

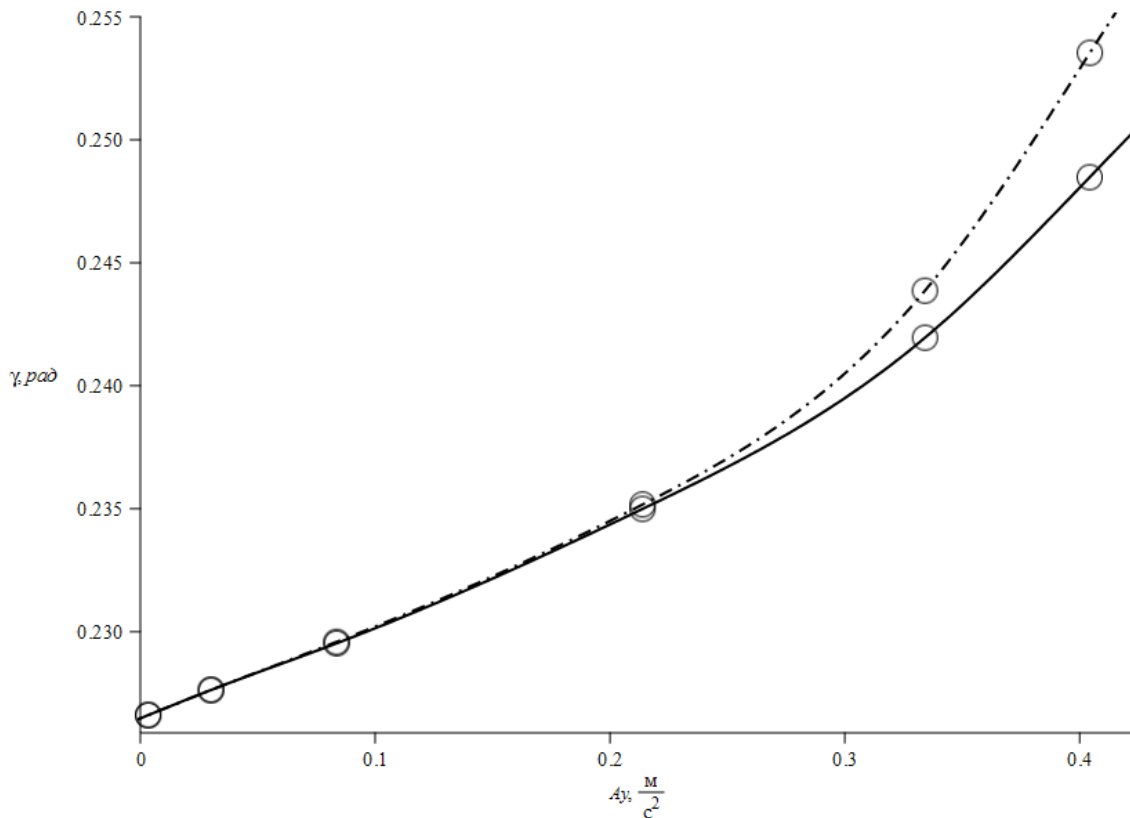


Рисунок 3.26 – Криві складання при $X_3 \neq 0$:
пунктирна лінія– для нелінійної просторової моделі;
суцільна лінія – для нелінійної плоскої моделі

Розглянемо можливі варіанти завантаження салону зчленованого автобуса пасажирями:

- зчленований автобус спорядженою масою (повністю розвантажений, без пасажирів);
- зчленований автобус з повною масою (повністю завантажений пасажирями);
- повне завантаження тільки першої ланки;
- повне завантаження тільки другої ланки.

Відповідно до цих основних варіантів навантаження, з урахуванням положення центрів мас, чисельно проінтегруємо систему рівнянь для кожного значення швидкості при сталому радіусі $R = 30.5$ м. Отримані значення кута представимо на рис. 3.29.

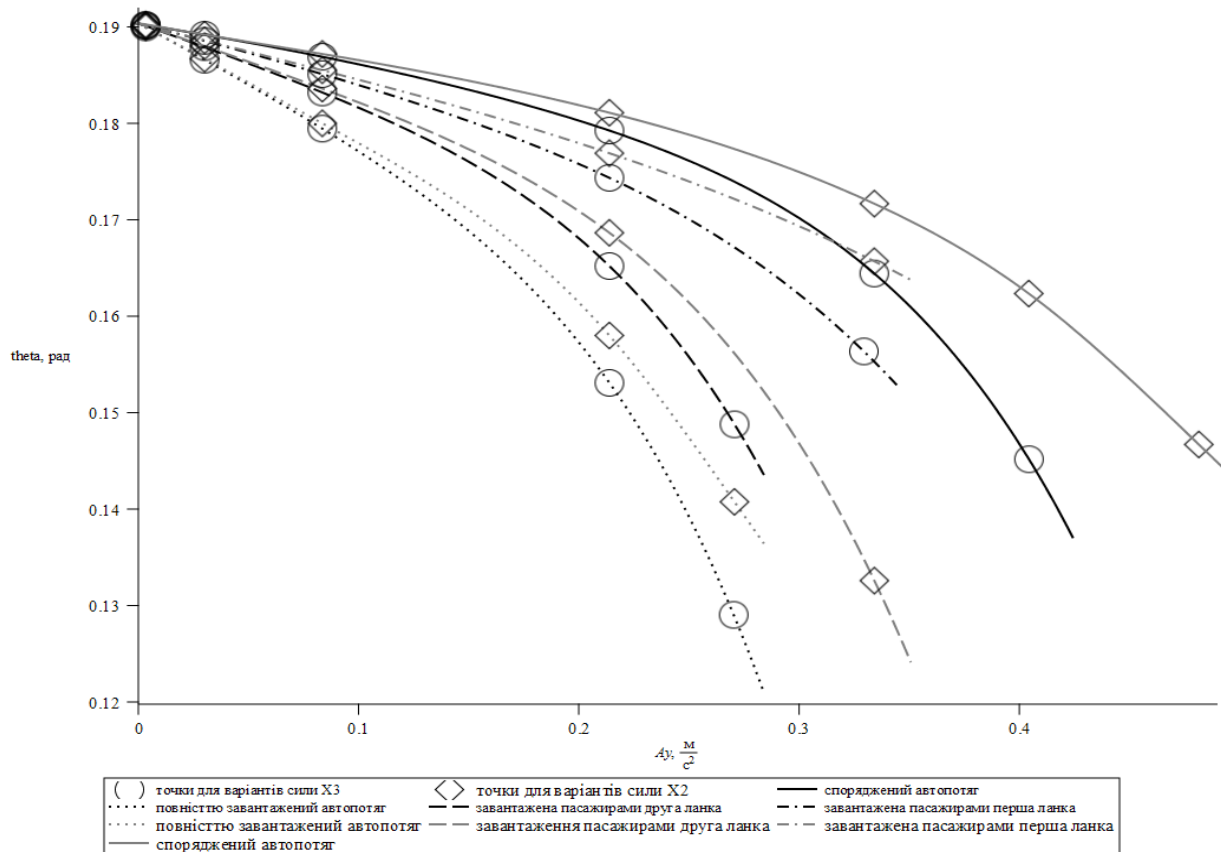


Рисунок 3.27– Криві поворотності при різних варіантах завантаження зчленованого автобуса

Графіки з позначенням точок «коло» відповідають варіантам завантаженням за тягового зусилля $X_3 \neq 0$, а позначення точок значком «ромб» - $X_2 \neq 0$. Всі дані отримані шляхом чисельного інтегрування і в точках закінчення кривої закінчується і стійкий рух зчленованого автобуса на цьому круговому режимі. Усі графіки поворотності для варіанту $X_2 \neq 0$ характеризуються більшою стійкістю у порівнянні з варіантом прикладання тягового зусилля $X_3 \neq 0$, що дозволяє стверджувати про коректність результатів по параметру стійкості.

З точки зору стійкості найгіршими виявилися варіанти для повністю завантаженого зчленованого автобуса та з завантаженням пасажирами другої ланки у випадку прикладання тягового зусилля до другої ланки $X_3 \neq 0$ (для цього радіуса $v = 8$ м/с), а для випадку $X_2 \neq 0$ – тільки для повністю завантаженого зчленованого автобуса.

Важливою характеристикою маневреності є проходження «європейського кола» з максимально можливою швидкістю. Моделювання проводилось з максимальним фіксованим кутом повороту керованих коліс $\theta = 46^\circ$ та максимально можливою швидкістю. На рис. 3.30 наведені результати математичного моделювання траєкторій руху характерних точок зчленованого автобуса при його входженні в європейське коло для різних випадків прикладання тягового зусилля та варіантів завантаження.

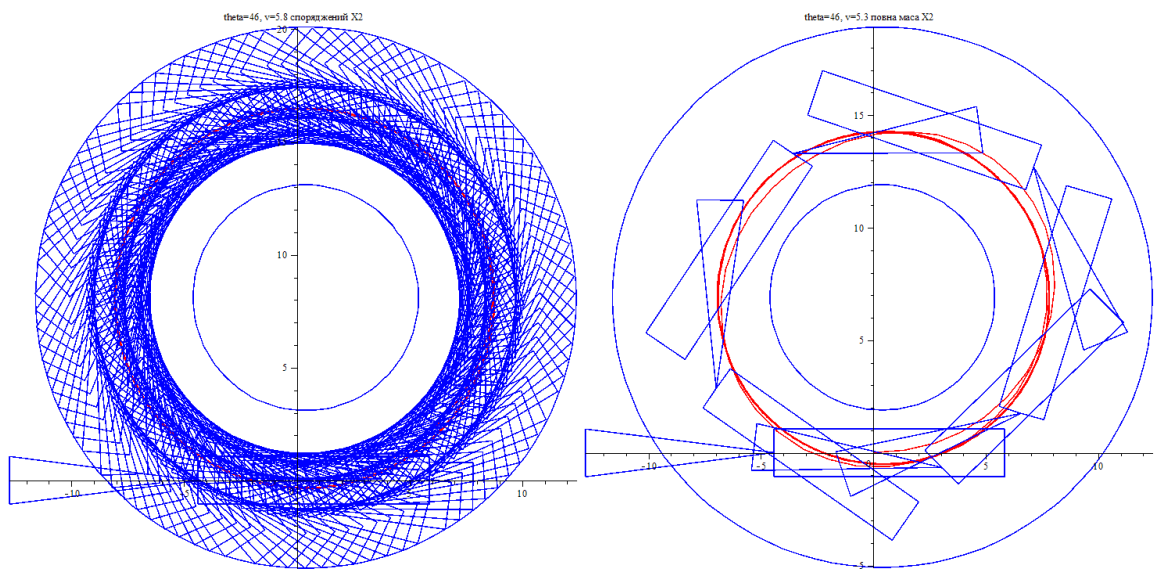


Рисунок 3.28– Маневр «європейське коло» зчленованого автобуса за $X_2 \neq 0$

Перший варіант маневру «європейське коло» (рис. 3.30) наведений для випадку прикладання тягового зусилля $X_2 \neq 0$ та тільки спорядженої маси зчленованого автобуса, для якого стійкість на швидкості $v = 5.8$ м/с ще не втрачається. При збільшенні швидкості зчленований автобус зберігає стійкість

руху, але його габаритні точки вже виходять за межі, визначені маневром «європейське коло».

У другому варіанті розглянутий випадок маневру за $X_2 \neq 0$ та повній масі зчленованого автобуса (власна маса та повне завантаження пасажирями). Стійкість такого варіанту зберігається лише до швидкості $v = 5.3$ м/с, що нижче чим для першого варіанту. При збільшенні швидкості до значення $v = 5.4$ м/с спостерігається втрата стійкості. Якщо звернути увагу на червону лінію, яка описує траєкторію руху центра мас першої ланки, то видно як центр спочатку виходить на криву зі змінним радіусом, але з часом виходить на сталий радіус, що свідчить про те що параметри системи близькі до втрати стійкості.

У третьому випадку (рис. 3.31) розглядається варіант прикладання тягового зусилля $X_3 \neq 0$ та спорядженої маси автопоїзда, при цьому максимальна швидкість при якій зберігається При збільшенні швидкості починається втрата стійкості.

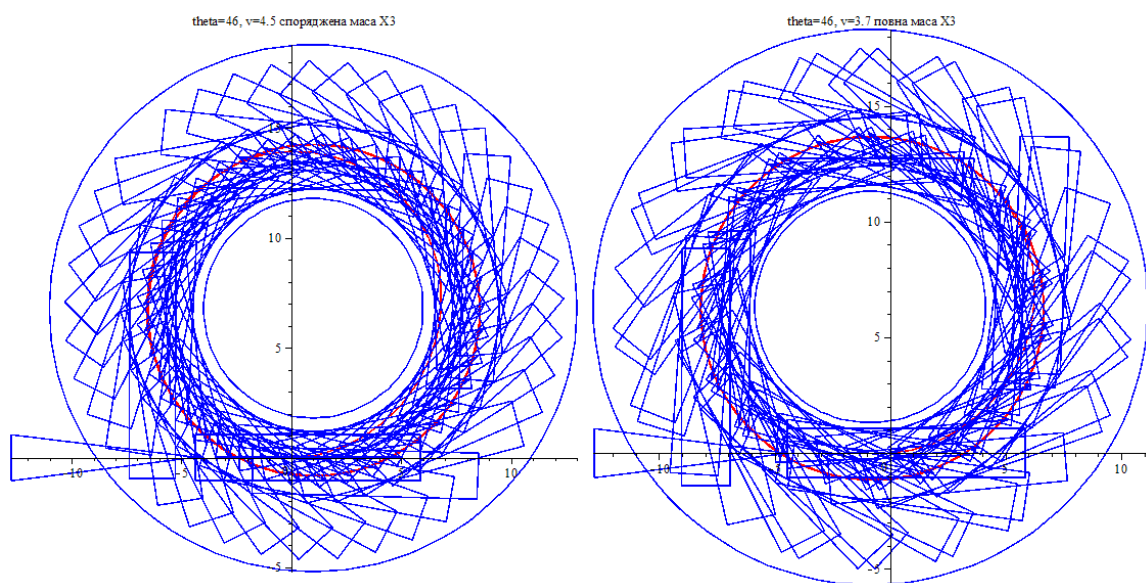


Рисунок 3.29– Маневр «європейське коло» для тягового зусилля $X_3 \neq 0$

Для четвертого випадку маневру «європейське коло» у випадку прикладання тягового зусилля до осі другої ланки автопоїзда та повного його завантаження максимальна швидкість зменшиться до значення 3,7 м/с. При збільшенні швидкості до $v = 3,8$ м/с спостерігається втрата стійкості.

З розглянутих вище варіантів найкращим в плані стійкості є варіант прикладання зусилля до другої осі першої ланки та абсолютно порожнього автопоїзда. Найгіршим – варіант повного завантаження та прикладання тягового зусилля до осі другої ланки, що в свою чергу показує на більш раціональний варіант прикладання тягового зусилля на першій ланці, коли $X_2 \neq 0$.

3.7 Висновки по розділу

Наведений у розділі порівняльний аналіз вказує на спадкоємність послідовності низки уточнень моделі від лінійної плоскої до двоколіїної просторової з урахуванням вертикальних коливань та перерозподілом вертикальних навантажень та відповідною корекцією коефіцієнтів відведень. А саме до $\theta = 0,2$ рад можна користуватися простою лінійною моделлю, а при більших значеннях бажано використовувати просторову модель, яка звужує області стійкості для попередніх моделей.

Наведений аналіз просторової моделі і плоскої нелінійної моделі дозволяє зробити наступні висновки:

- випадок $X_2 \neq 0$, коли перша ланка ведуча, залишається більш раціональним з точки зору інтервалу стійкості на кривій повороткості.

- випадок $X_3 \neq 0$ (ведуча друга ланка) призводить до збільшення надлишкової повороткості; зростає ширина коридору для реалізації руху в стаціонарних кругових режимах (збільшується кут складання в порівнянні з випадком коли $X_2 \neq 0$).

У порівнянні з плоскою моделлю інтервал стійкості для просторової моделі (реалізація руху зі сталим радіусом руху) – зменшується.

З точки зору динамічних характеристик автопоїзда в кривих зі сталим кутом Акермана, розташування тягового зусилля на другій осі є більш раціональним як з точки зору покращення стійкості системи, так і зменшення величин кутів відведення на осях і відповідних бокових зусиль.

4. ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗЧЛЕНОВАНОГО АВТОБУСА

4.1 Мета і задачі експериментальних досліджень

При проведенні аналітичних досліджень повороткості та стійкості руху зчленованого автобуса за різних схем прикладання тягових зусиль масові і геометричні параметри його ланок, а також дані про коефіцієнти опору відведенню коліс автопоїзда приймалися за літературними джерелами. Тому метою експериментальних досліджень є перевірка адекватності розробленої просторової математичної моделі для визначення показників повороткості і стійкості руху автопоїздів різних компоновальних схем

До задач експериментальних досліджень входило визначення показників повороткості та маневреності руху автопоїзда при виконанні ним різних маневрів.

4.2 Об'єкт експериментального дослідження

Відповідно до поставленої мети та задач експериментального дослідження був обраний зчленований міський автобус МАЗ-205 з приводом на другу вісь (рис. 4.1)



Рисунок 4.1 – Дослідний автопоїзд

Геометричні та масові параметри автопоїзда наведені у табл. 4.1. Перед початком випробувань було проведено технічне обслуговування автопоїзда та перевірено технічний стан усіх систем автопоїзда.

Таблиця 4.1 – Коротка технічна характеристика автобуса МА3-205

Колісна формула	6*2
Колісна база, мм	5865+6937
Довжина, мм	18750
Ширина, мм	2550
Висота, мм	3150
Споряджена маса, кг	18000
Повна маса, кг	28000
Пасажиromісткість, чол.	176
Місце для сидіння	39
Двигун	Mercedes-Benz OM926
Потужність, кВт	240
Підвіска: передня вісь задня вісь вісь причепа	пневматична пневматична пневматична
Гальмівна система	пневматична
Гальмівні механізми	дискові
Система АВС	так
Антиковзаюча система	так
Типорозмір шини	295/80 R22,5

4.3 Вимірювальна та реєструюча апаратура

Для перевірки адекватності запропонованої просторової нелінійної моделі руху зчленованого автопоїзда необхідне співставлення розрахункових та

експериментальних даних при виконанні автобусом різних маневрів. При цьому необхідне визначення основних параметрів автобуса, що входять в просторову модель автопоїзда. Тому всі досліді поділені на дві групи:

досліді пов'язані з визначенням додаткових параметрів:

визначення коефіцієнтів жорсткості підвіски автопоїзда (статика);

визначення коефіцієнтів приведеної жорсткості підвіски автопоїзда;

визначення коефіцієнтів приведеної пружності підвіски автопоїзда.

досліді пов'язані з визначенням положення основних ланок автопоїзда в просторі при русі по заданій траєкторії:

при дії тягових і гальмівних сил (маневр «розгін - гальмування»);

маневр «поворот на 90».

Крім того, для перевірки моделі необхідно визначити положення центрів мас окремих ланок автопоїзда. Таке визначення здійснено графо-аналітичним методом, з використанням ПЕОМ, без використання реального прототипу (пункт 4.4.4).

Оскільки досліді першої групи проводились за нерухомого автопоїзда, при визначенні лише параметрів вертикальних коливань, а у досліді другої групи автопоїзд рухався по різним траєкторіям, то для кожної окремої групи розроблялись окремі набори вимірювальної апаратури.

Для першої групи дослідів було необхідно фіксувати швидкість зміни положення контрольних точок на кузові автопоїзда від часу для подальшої побудови кривої згасання коливань підвіски. Для контролю цих параметрів було створено автоматизований вимірювальний комплекс на основі ультразвукового радара, плати з цифровим перетворювачем і ПЕОМ. Радар закріплювався в контрольній точці кузова автобуса та вимірював відстань від контрольної точки до підлоги на якій стояв автопоїзд. Цифровий перетворювач перераховував імпульси в час та надсилав до ПЕОМ, яка записувала всі змінні.

Для другої групи дослідів було необхідно фіксувати наступні параметри:

кути повороту передніх керованих коліс першої ланки

кут складання автопоїзда;

кути крену та галопування для кожної ланки автопоїзда окремо;
кутові швидкості кожної ланки автопоїзда;
час і швидкість руху автопоїзда;
поздовжні та бічні прискорення центрів мас кожної ланки.

Для контролю параметрів руху автопоїзда був розроблений автоматизований вимірювальний комплекс, рис. 4.2, на базі мікроконтролерів сімейства Arduino.

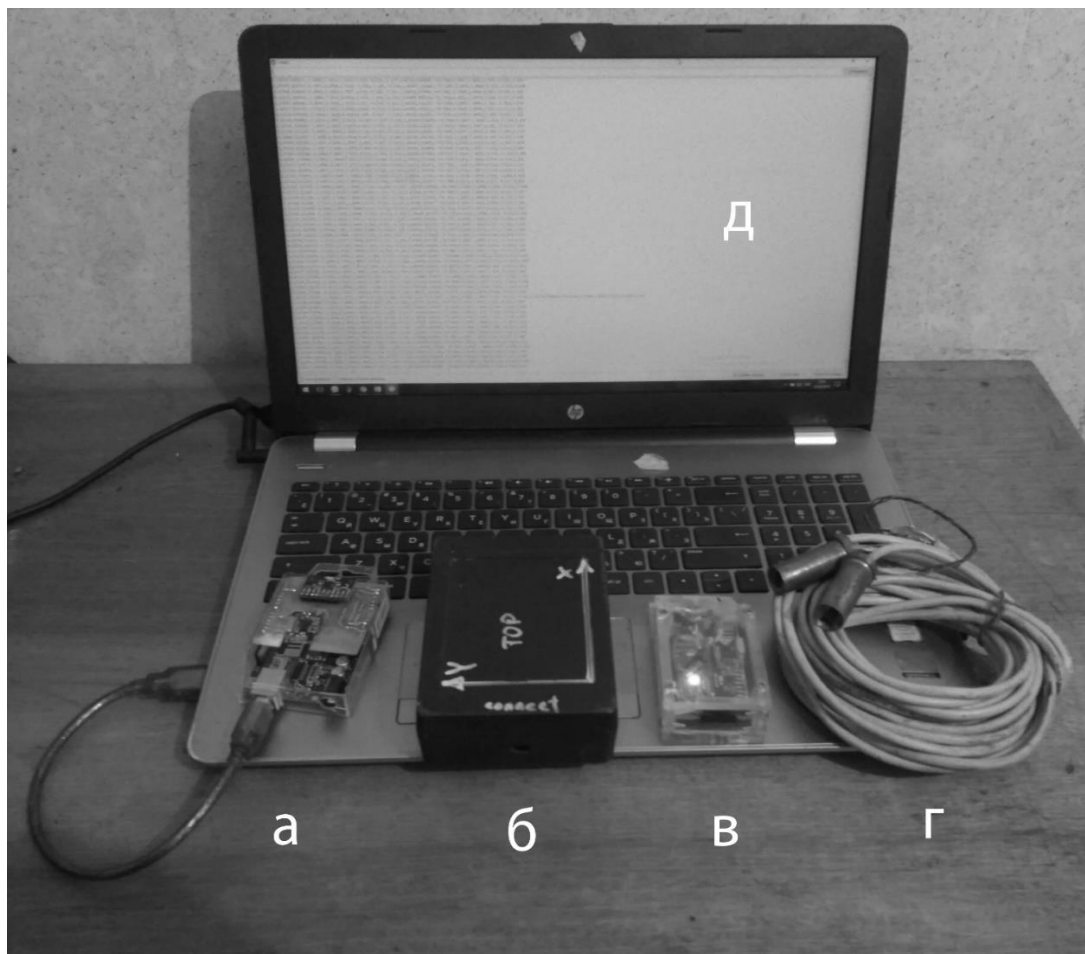


Рисунок 4.2 – Загальний вид автоматизованого комплексу.

Для контролю положення першої, другої ланки та положення ведучого колеса були використано сучасне електронне обладнання на базі трьохосьового акселерометра-гіроскопа моделі MPU-9250, з власним закритим програмним алгоритмом Digital Motion Processor (DMP), який дозволяє обчислювати кути положення датчика в просторі, особливо курсовий кут. Цей алгоритм суттєво

спрощує задачу обчислення положення в просторі, хоча і має певні шуми та затримку в реакції та для поставленої задачі його достатньо. На автобусі було встановлено три таких датчика: один на першій ланці на підлозі в місці ймовірного центру мас, другий в напівпричепі, на підлозі в місці ймовірного центра мас, третій був розташований на поворотному шворні в центрі повороту колеса. Значення кута повороту керованих коліс θ обчислювався як різниця між курсовим кутом першої ланки та курсовим кутом датчика, встановленого на керованому колесі. Значення кута складання γ обчислювалось як різниця між курсовим кутом першої ланки та курсовим кутом другої ланки. Кути крену і галопування кожної ланки отримувались з датчиків кожної ланки окремо. За суттєвої відстані між датчиками була використана система радіопередачі даних з використанням радіомодулів nRFL2401 з приймачем, під'єднаним до ноутбука в салоні автобуса, який отримував дані та зберігав їх. Дані записувалися з частотою 10 Гц та зберігалися у форматі текстового документа. Таким чином, на керованому колесі та другій ланці (рис. 4.2, б та в) були встановлені мініатюрні однотипні модулі, які мали власний акумулятор для живлення, акселерометр-гіроскоп MPU-9250, мікроконтролер ArduinoMicro, який отримував дані з акселерометра-гіроскопа, формував їх в пакети даних та відправляв на радіомодуль nRFL2401. На першій ланці був головний вимірювальний модуль (рис. 4.2, а), зібраний на базі мікроконтролера ArduinoUno, мав радіомодуль nRFL2401, налаштований на прийом даних з попередніх двох модулів, та мав власний акселерометра-гіроскоп, який відповідав за положення першої ланки. Всі отримані дані відправлялися через USB порт на ноутбук (рис. 4.2, д) де записувались для подальшої обробки. Під час досліджень на монітор ПЕОМ надходили лише пакети даних. Після дослідів шляхом обробки даних будувались необхідні графіки.

Для визначення поточної швидкості використовуються дані прискорення з акселерометра MPU-9250 та шляхом інтегрування цих даних визначається поточна швидкість. Варто зазначити, що акселерометр має дуже високу точність роботи, але при наявності певних шумів при визначенні прискорень та наступному інтегруванні для визначення швидкості накопичується помилка, яка

вносить похибку та призводить до випадків, коли після зупинки прототипу шляхом інтегрування прискорень його швидкість не рівна нулю. Для уникнення цих проблем в систему вимірювань додали інфрачервоний датчик (рис. 4.2, г), який зчитував контрастні мітки з коліс та дозволяв вирахувати поточну швидкість обертання колеса прототипу.

4.4 Методика проведення експериментальних досліджень

4.4.1 Визначення характеристик жорсткості підвіски

Жорсткісні характеристики підвіски безпосередньо визначають властивості вертикальної динаміки, які в свою чергу повинні задовольняти техніко-експлуатаційним вимогам по максимальним значенням вертикальних прискорень - показникам комфортності і вимогам безпеки, а також забезпечувати можливість подолання дорожніх нерівностей або перешкод шляхом забезпечення необхідного дорожнього просвіту.

Головним параметром жорсткості підвіски є коефіцієнт жорсткості $C_{\text{ж}}$, який відповідає зміні одиниці ходу підвіски Δh_i на одиницю зміни навантаження ΔZ_i .

Для визначення характеристик жорсткості розглянемо передню підвіску даного автобуса. На попередній моделі (МАЗ-105) та її перших модифікаціях використовувалася незалежна передня підвіска на двох важелях. Дана підвіска мала велику кількість додаткових елементів та була вельми ненадійна, і на наступних модифікаціях її спростили та замінили на залежну підвіску (жорстка балка). У прототипі, що розглядається, використовувалася саме така модифікація підвіски. На рис. 4.3 зображена підвіска, основним несучим елементом якої служить жорстка балка (поз. 2), розташована уздовж осі передніх коліс. Все навантаження кузова автобуса сприймають два пневмобалони (поз. 8), розташовані по краях балки в горизонтальній площині і зафіксовані на спеціальних драбинах (поз. 5). Забезпечення положення кузова в одному становищі не залежно від завантаження забезпечує кран рівня підлоги одноступінчастого типу, який збільшує або зменшує тиск в пневмобалонах, в залежності від завантаження автобуса пасажирями. Елементом між поворотними

кулаками і балкою служать шворневі пальці (поз. 1). Від зсуву вздовж власної осі балку утримує тяга Панара (поз. 3), розташована за балкою. Від зсуву балки уздовж осі автобуса, вона утримується двома реактивними штангами (поз. 4), прикріпленими з одного боку до кузова автобуса, з іншого боку по краях балки. Від обертання по осі, при виникненні гальмівного зусилля на передніх колесах, утримують дві реактивні штанги (поз. 6), розташовані над двома попередніми і закріплені між драбинами і кузовом автобуса. Для гасіння коливань передньої підвіски встановлені два амортизатора телескопічного типу (поз. 7), закріплені по краях балки.

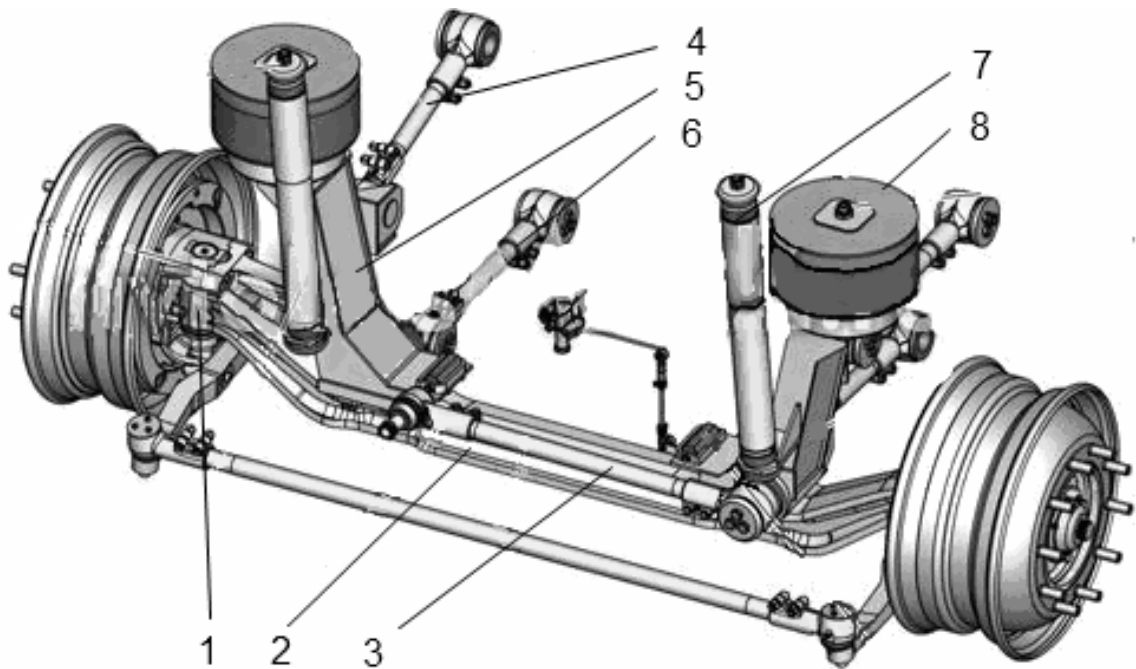


Рисунок 4.3— Зовнішній вид підвіски МАЗ-205.

Визначення коефіцієнту жорсткості $C_{\text{ж}}$ проводилося в два етапи, спочатку був дослід, а потім обчислення.

При звичайній роботі підвіски тиск у пневмобалонах весь час змінюється, прагнучи підтримувати рівень кузова на відрегульованій висоті. Нам же необхідно виміряти зміну тиску при постійному об'ємі пневмобалону зі збільшенням навантаження. Для цього вимірюємо стандартне положення кузова для повністю завантаженого автобуса. Далі приєднуємо манометр для вимірювання поточного тиску в пневмобалонах і подаємо стисле повітря до тих пір, поки автобус не займе

стандартне положення. Дане значення тиску P_i і положення рівня кузова h_i автобуса відповідає положенню «0» в табл. 4.2. Тепер створимо додаткове навантаження, для цього розташуємо вантаж над передньою віссю автобуса. Оскільки кількість стисненого повітря в пневмобалонах постійна, то при збільшенні навантаження будуть змінюватись показники тиску і ходу підвіски. Для побудови кривої нам необхідно повторити дослід зі збільшенням навантаження. Отримані дані заносимо до табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – До побудови характеристики підвіски автобуса

Положення	Положення підвіски h_i , м	Тиск у пневмобалонах P_i , кПа	Навантаження ΔF_i , Н
0	0,329	4,20	0
1	0,327	4,25	686,7
2	0,325	4,30	1567,6
3	0,323	4,35	2403,45
4	0,320	4,45	3580,65

Параметр зміни ходу підвіски Δh_i отримуємо шляхом визначення ходу підвіски відносно положення «0» при зміні навантаження на передню вісь.

$$\Delta h_i = \Delta h_0 - \Delta h_i \quad (4.1)$$

$$\Delta h_0 = 0$$

$$\Delta h_1 = 0,329 - 0,327 = 0,02 \text{ м};$$

$$\Delta h_2 = 0,329 - 0,325 = 0,04 \text{ м};$$

$$\Delta h_3 = 0,329 - 0,323 = 0,06 \text{ м};$$

$$\Delta h_4 = 0,329 - 0,320 = 0,09 \text{ м};$$

На основі цих даних, за допомогою математичного пакета будуємо графік залежності ходу підвіски Δh_i від навантаження ΔF_i .

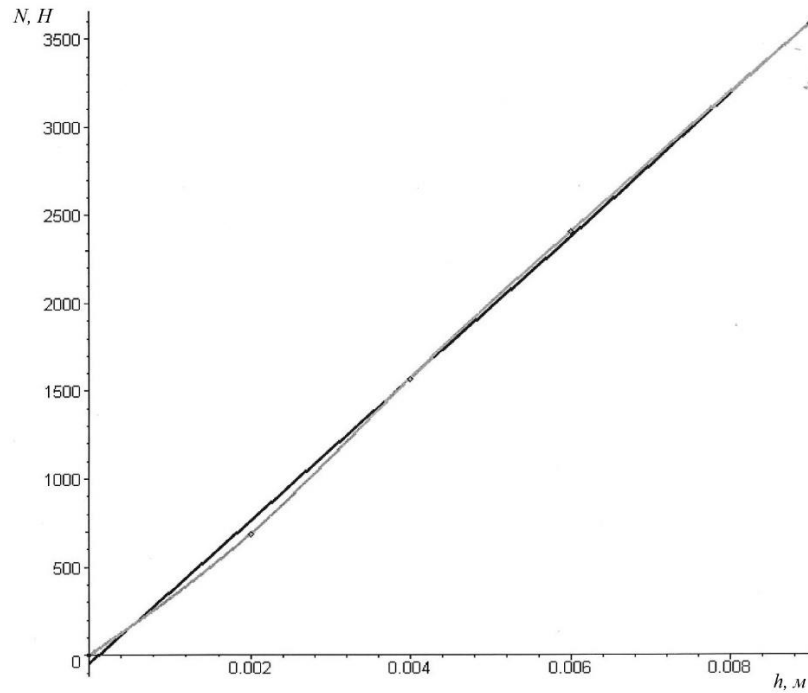


Рисунок 4.4— Графік залежності Δh_i від ΔF_i .

Чорною лінією відзначена залежність Δh_i від ΔF_i . Сірою лінією відзначена залежність Δh_{it} від ΔF_{it} , що побудована через функцію сплайн апроксимація, яка плавно сполучає точки. Аналіз наведених залежностей показує на відсутність згасаючої кривої жорсткості підвіски, отримана крива близька до прямої. Скориставшись функцією «CurveFitting» (дана функція будує графік по методу найменших квадратів) в математичному пакеті Maple, отримуємо пряму чорного кольору на графіку, яка досить точно збігається з експериментальними точками.

Коефіцієнт жорсткості визначається тангенсом кута нахилу кривої в кожній точці цієї кривої, оскільки в нашому випадку графік залежності представлений прямою, коефіцієнт жорсткості підвіски в розглянутому діапазоні залишається постійний. Методом найменших квадратів була побудована пряма, тангенс кута якої визначав величину жорсткості в підвісці, а саме $C_{\text{ж}} = 403456,35 \text{ Н/м}$.

Варто також зазначити, що заміри виконувались при стандартному навантаженні від маси прототипу що визначає коефіцієнт жорсткості як такий, що відповідає робочому навантаженню підвіски.

4.4.2 Метод ідентифікації жорсткісних характеристик підвіски

Окрім спрощеного варіанту визначення статичного коефіцієнта жорсткості, в роботі [95] показана принципова можливість визначення жорсткості підвіски на основі інформації про усереднений період її коливань, отриманого в експерименті, та зіставлення його з результатами математичного моделювання системи рівнянь вертикальної динаміки (двох зв'язаних лінійних осциляторів, що описують коливання галоупування і підстрибування), що дає можливість перевірити відповідність отриманого значення коефіцієнта.

При русі колісного транспортного засобу по дорожньому полотну виникають складні зворотно-поступальні коливання кузова, що сприймаються від нерівностей дорожнього полотна.

Розглянемо окремі випадки виникнення подібних коливань, коли обидва колеса однієї осі наїжджають на дорожню нерівність (рис. 4.4). Після наїзду на подібну нерівність в системі виникають коливання з власною частотою, яка залежить від жорсткості підвіски автомобіля і коефіцієнту демпфування, який залежить від швидкості згасання даних коливань.

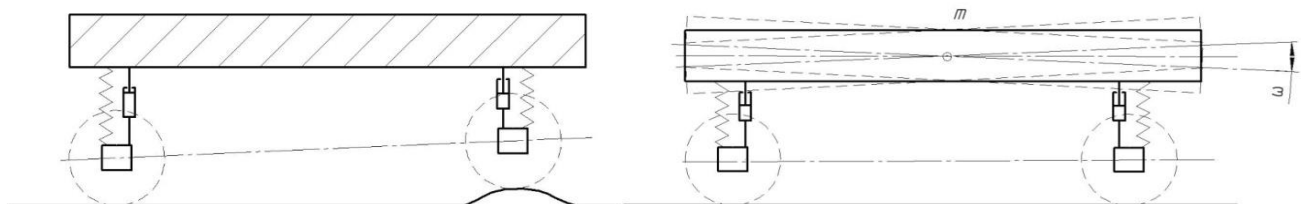


Рисунок 4.5—Схема наїзду колеса автобуса на перешкоду.

При цьому подібна система має два ступені вільності – обертання щодо центру мас автомобіля і переміщення у вертикальній площині самого центру мас, зміну яких можна розглядати як суперпозицію двох головних мод коливальної системи, кожна з яких при цьому має власну частоту і характеристику демпфування.

При розгляді даного випадку довільного руху прототипу можливе визначення приведенного коефіцієнта жорсткості експериментальним шляхом.

Дослід проходив наступним чином: на автобусі була обрана контрольна точка, відносно якої проводилися виміри. Точка знаходиться над центром передньої осі автобуса, де встановлюється вимірювальний прилад, що працює на основі ультразвукового далекоміра, що вимірює поточну аплікату точки.

Автобус для зручності встановлюють на оглядову канаву і піднімають на 50 мм (величину початкового збурення) щодо її положення статичної рівноваги. При цьому фіксувалося положення аналогічної точки на задній осі. Звільняючи передню точку від зв'язку, фіксували вертикальні коливання контрольної точки. Результати експерименту обробляються за допомогою математичного пакета Maple, апроксимуються у вигляді сплайну (рис. 4.8, синя лінія). Якщо більш уважно придивитися до графіку, то ми побачимо, що графік не повертається в «0», хоча після 3 секунди усі коливання повністю згасають. Це пов'язано з цифровим шумом вимірювального приладу, який постійно відхиляється на 1-2 мм.

Значення початкових параметрів, що визначають конфігурацію системи $z_0 + a\varphi_0$: $z_0 = 0,05$ м; $\varphi_0 = 0,0083$ рад.

Розглянемо основні характеристики коливальної системи на прикладі рівняння коливань матеріальної точки $m\ddot{x} + k\dot{x} + cx = 0$ (4.2).

$$m\ddot{x} + k\dot{x} + cx = 0 \quad (4.2)$$

де m – маса матеріальної точки;

k – коефіцієнт опору амортизатора;

c – коефіцієнт жорсткості підвіски;

x – переміщення матеріальної точки.

Рівняння (4.2) описує вертикальні коливання моделі екіпажа щодо статичного положення рівноваги. Після приведення рівняння до канонічного вигляду отримаємо:

$$\ddot{x} + \frac{k}{m} \dot{x} + \frac{c}{m} x = 0 \quad (4.3)$$

де $\frac{k}{m} = a$ - відповідає параметру приведенного демпфування;

$\frac{c}{m} = b$ - відповідає параметру приведеної жорсткості.

Диференціальному рівнянню (4.3) відповідає наступне характеристичне рівняння:

$$\lambda^2 + 2a\lambda + b = 0. \quad (4.4)$$

Корені характеристичного рівняння (4.4) визначають вид рішення:

$$\lambda_{1,2} = -a \pm \sqrt{a^2 - b} \quad (4.5)$$

$$\lambda(t) = Ae^{-\alpha t} \sin(\omega t + \varphi). \quad (4.6)$$

Період коливань може бути представлений приблизно у вигляді:

$$T = \frac{2\pi}{b\sqrt{1-\frac{a^2}{b^2}}} \approx \frac{2\pi}{b} \left(1 + \frac{1}{2} \left(\frac{a^2}{b^2} \right) \right). \quad (4.7)$$

При малому значенні демпфування ($\frac{a}{b} \ll 1$) період затухаючих коливань мало відрізняється від періоду вільних коливань, тоді приведену жорсткість можна визначати по періоду коливань, спостережуваних в експерименті. Передбачається реалізація подібного підходу для випадку системи з двома ступенями вільності.

Перейдемо до аналізу періоду коливань спрощеної системи (без урахування дисипації). При цьому

$$A \begin{pmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{\varphi} \end{pmatrix} = C \begin{pmatrix} z \\ \varphi \end{pmatrix}, \quad (4.8)$$

де A і C – постійні коефіцієнти.

Далі приведемо систему (4.8) до вигляду, відповідного головним координатам. Вирішимо систему щодо старших похідних, отримаємо систему:

$$\begin{pmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{\varphi} \end{pmatrix} = A^{-1}C \begin{pmatrix} z \\ \varphi \end{pmatrix}. \quad (4.9)$$

Цю систему можна привести до спрощеного вигляду (4.13–4.14), шляхом перетворення координат з матрицею $H \left(\begin{pmatrix} z \\ \varphi \end{pmatrix} = H \begin{pmatrix} z_1 \\ z_2 \end{pmatrix} \right)$, координати z_1, z_2 є нормальними координатами. Стовпці матриці H є власними векторами матриці, які відповідають власним значенням цієї матриці

$$H = \begin{pmatrix} V_{11} & V_{21} \\ V_{12} & V_{22} \end{pmatrix} \quad (4.10)$$

$$\ddot{z}_1 = -\omega_1^2 z_1 \quad (4.11)$$

$$\ddot{z}_2 = -\omega_2^2 z_2 \quad (4.12)$$

$$z_1 = c_1^1 \cos(\omega_1 t) + c_2^1 \sin(\omega_1 t) \quad (4.13)$$

$$z_2 = c_1^2 \cos(\omega_2 t) + c_2^2 \sin(\omega_2 t) \quad (4.14)$$

де c_i^j – константи, які визначаються початковими умовами при $t=0$.

$$z_{1(0)} = c_1^1; \quad (4.15)$$

$$z_{2(0)} = c_1^2, \quad (4.16)$$

які знаходяться з системи рівнянь(4.17).

$$\begin{cases} z_{(0)} = V_{11} \cdot z_{1(0)} + V_{21} \cdot z_{2(0)} \\ \varphi_{(0)} = V_{12} \cdot z_{1(0)} + V_{22} \cdot z_{2(0)} \end{cases} \quad (4.17)$$

Внаслідок того, що рішення для системи (4.13, 4.14) має вигляд:

$$z_1 = c_1^1 \cdot \cos(\omega_1 t); \quad (4.18)$$

$$z_2 = c_1^2 \cdot \cos(\omega_2 t), \quad (4.19)$$

та вирішення початкової системи (4.9) має вигляд:

$$z = V_{11} \cdot c_1^1 \cdot \cos(\omega_1 t) + V_{21} \cdot c_1^2 \cdot \cos(\omega_2 t) \quad (4.20)$$

$$\varphi = V_{12} \cdot c_1^1 \cdot \cos(\omega_1 t) + V_{22} \cdot c_1^2 \cdot \cos(\omega_2 t) \quad (4.21)$$

Отримане в аналітичному вигляді рішення (4.20, 4.21) дає можливість за інформацією про усереднений період, отриманий в експерименті, ідентифікувати приведену жорсткість підвіски $z(t) + a\varphi(t)$. Перевірку викладень можливо здійснити шляхом зіставлення графіків інтегральних кривих відповідних прогину досліджуваної підвіски автомобіля та отриманих аналітично. Ці графіки практично співпадають між собою, рис. 4.5.

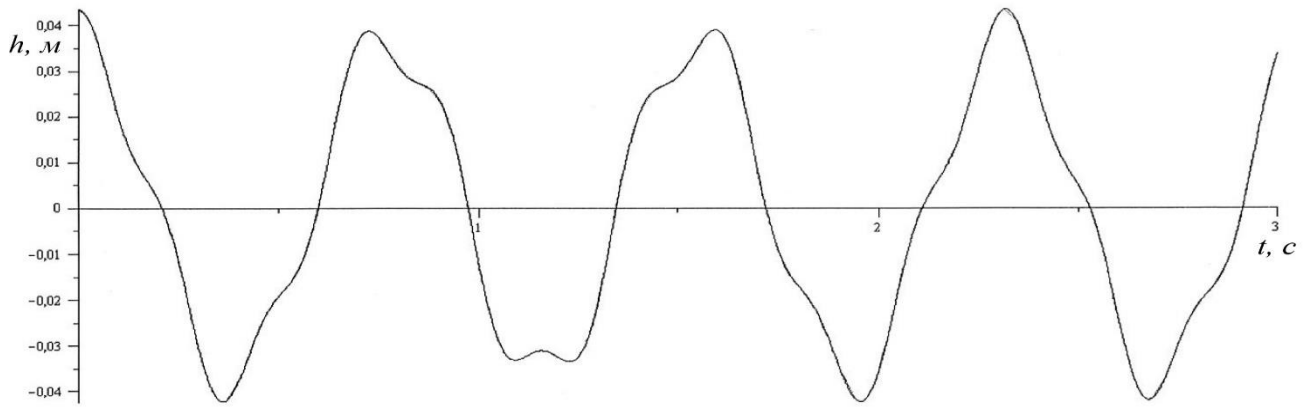


Рисунок 4.6- Графіки коливань без урахування дисипації в підвісці

Вважаючи, що аналітичне рішення відповідає усередненому періоду коливань в експерименті, з умови реалізації даного періоду чисельно знайдемо значення приведеної жорсткості підвіски. Проілюструємо отримання цього рішення графічно (рис. 4.6).

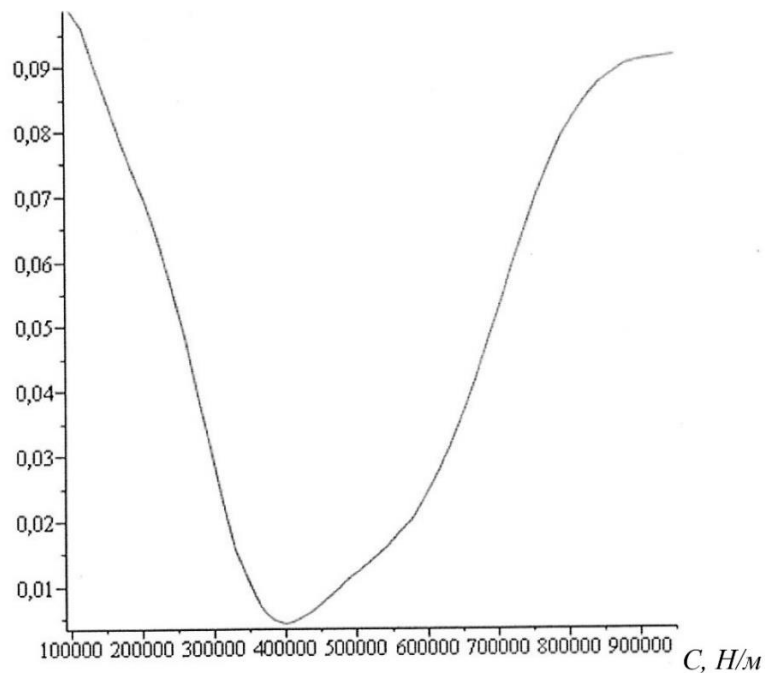


Рисунок 4.7- Графік приведеної жорсткості підвіски

Точка екстремуму, що реалізується на графіку (рис. 4.7), відповідає значенню приведеної жорсткості $C_1 = 403000$ Н/м. Слід зазначити наявність деякої абсолютної похибки, яка не перевищує 0,005.

4.4.3 Ідентифікація коефіцієнта згасання коливань підвіски прототипу

Питання визначення коефіцієнта згасання коливань присвячується велика кількість робіт як з теоретичної точки зору [96], так і практичної щодо удосконалення роботи підвіски певного автомобіля [97] [98]. Конкретно це питання було розглянуто автором в роботі [3]

Для коливань будь-якої матеріальної точки, окрім параметру вертикальної жорсткості (підвіски), наступним по важливості є параметр вертикального демпфування. Ці два параметри повністю визначають період та амплітуду згасання коливань, які впливають на плавність та хід підвіски транспортного засобу, особливо в нашому випадку, коли комфорт перевезення пасажирів має бути на відповідному рівні. Для ідентифікації параметра демпфування підвіски пропонується комбінований підхід. Спочатку використовуються результати експериментально отриманих характеристик процесу загасання коливань в стійці підвіски реального прототипу, після чого на основі як повної математичної моделі, так і її спрощень проводиться чисельне моделювання коливання підвіски і отримані результати порівнюються між собою.

Як показано у попередньому розділі, при ідентифікації жорсткості підвіски рівняння вирішуються без урахування дисипацій, тобто коефіцієнт пружності дорівнювався нулю. При цьому коливання не згасали, чого насправді в механіці бути не може. Тепер, знаючи приведений коефіцієнт жорсткості, розв'яжемо рівняння коливань матеріальної точки (4.2) відносно невідомого коефіцієнта пружності.

Диференціальному рівнянню (4.2), відповідає наступне характеристичне рівняння:

$$\lambda^2 + 2a\lambda + b = 0. \quad (4.22)$$

Корені характеристичного рівняння (4.22) визначають вид рішення:

$$\lambda_{1,2} = -a \pm \sqrt{a^2 - b} \quad (4.23)$$

$$\lambda(t) = Ae^{-\alpha t} \sin(\omega t + \varphi). \quad (4.24)$$

Якщо для найпростішої одноступеневої системи характеристика швидкості загасання коливань визначається лише одним наведеним коефіцієнтом демпфірування, то для системи з двома ступенями свободи (4.24), отримати явний аналітичний вираз для швидкості загасання коливань не представляється можливим. Це призводить до необхідності використання наближених чисельних методів, що включають завдання чисельного інтегрування і апроксимації обвідної експоненти, показник якої буде визначати шукану швидкість загасання коливань.

$$\begin{cases} m(\ddot{z}(t)) + k_1(z(t) - a\varphi(t)) + k_2(z(t) + b\varphi(t)) + \\ \quad + k_{d1}(\dot{z}(t) - a\dot{\varphi}(t)) + k_{d2}(\dot{z}(t) - b\dot{\varphi}(t)) = 0 \\ J(\ddot{\varphi}(t)) - k_1a(z(t) - a\varphi(t)) + k_2b(z(t) + b\varphi(t)) - \\ \quad - k_{d1}a(\dot{z}(t) - a\dot{\varphi}(t)) + k_{d2}b(\dot{z}(t) - b\dot{\varphi}(t)) = 0 \end{cases} \quad (4.25)$$

Подальший аналіз заснований на експериментально отриманих даних процесу загасання коливань в стійці шасі автобуса.

У широкому діапазоні значень, поки невідомих, коефіцієнтів демпфірування аналіз характеру інтегральних кривих вказує на швидке загасання коливань по кутовій координаті (по галопуванню), і в подальшому коливання відбуваються як в системі з одним ступенем свободи (по вертикальному переміщенню). Це дозволяє нам визначити відповідний коефіцієнт демпфірування, підбираючи значення показника експоненти, так щоб вона задовольняла властивості обвідної (рис. 4.8).

Коефіцієнт демпфування задньої підвіски k_{d2} , з огляду на конструктивні особливості, відповідає

$$k_{d2} = 2k_{d1} = 31600.$$

Уявімо результати математичного моделювання системи (4.25), при знайдених значеннях коефіцієнтах демпфірування, для порівняння з результатами експерименту; початкові умови відповідають кутку поздовжнього нахилу кузова $\varphi_0 = 0,47^\circ$, аплікаті центру мас $z_0 = 0,016$ м.

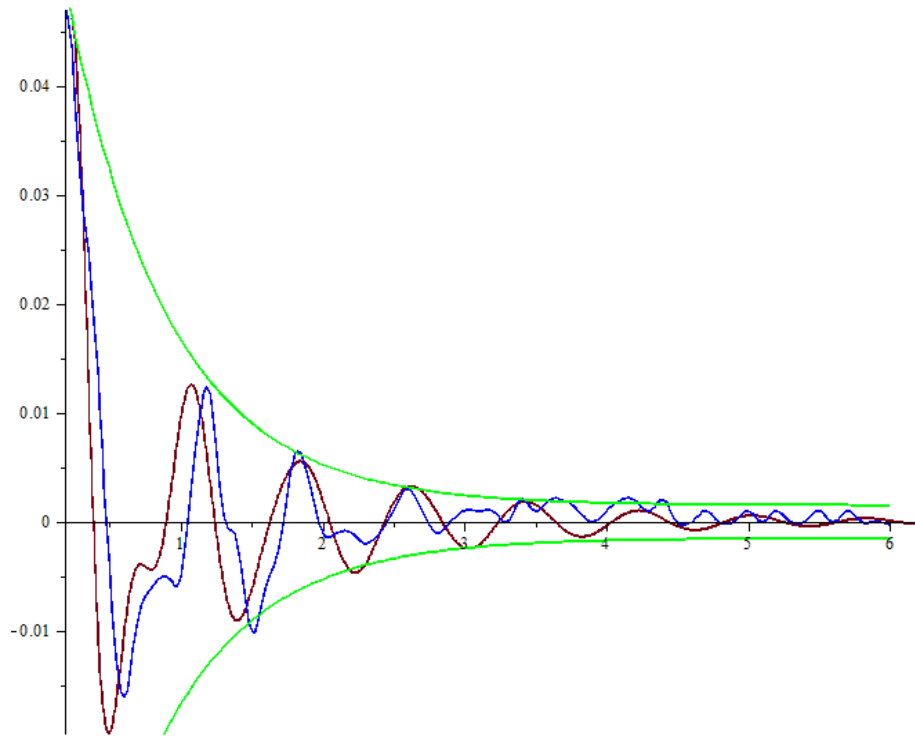


Рисунок 4.8- Результати математичного моделювання коефіцієнта демпфірування та експерименту

Графіки дисипації на рис. 4.8 мають хороший збіг. Незначні розбіжності між графіками обумовлені цифровими шумами в вимірювальному обладнанні, що в цілому суттєво не впливає на точність при подальших розрахунках.

4.4.4 Визначення положення центрів мас ланок за різноманітних варіантів завантаження зчленованого автобуса

Для визначення режимів руху автобуса необхідно знати положення центрів мас ланок – їх значення та місце розташування відносно осей.

Центр мас ведучої ланки m знаходиться на відстані a від передньої осі і b від другої осі, відстань від другої осі до точки зчипки Δ і являє собою постійний параметр $\Delta = 1,9$ м. Центр мас причіпної ланки m_1 знаходиться на відстані b_1 від другої осі і d_1 від третьої осі. Відстань між першою і другою віссю – параметр незмінний $l = 5,8$ м, а між точкою зчипки і третьою вісю $l_1 = 5$ м. Також для розрахунків використовується параметр c – відстань між точкою зчипки і центром мас ведучої ланки, $c = \Delta + b$. Цей параметр змінюється в залежності від завантаження автобуса і для кожного випадку завантаження розраховується окремо.

На жаль, в технічних даних відсутні значення параметрів a, b, b_1, d_1, m, m_1 , але присутні значення повної маси автобуса (маса автобуса з повним завантаженням пасажирями) $M_{\Pi} = 27380$ кг і значення навантажень для кожної осі: $Z_1 = 7100 \cdot g, Z_2 = 11285 \cdot g, Z_3 = 9445 \cdot g$. А також значення спорядженої маси $M_c = 18000$ кг, і кількість пасажиромісць — 161. Маючи ці вихідні дані, розрахуємо невідомі. Почнемо розрахунок з кількісних показників m, m_1 . Оскільки ведуча частина автобуса ідентична автобусу МАЗ-204 і його споряджена маса $M_{ст} = 11985$ кг, можемо припустити, що споряджені маси нашого тягача і автобуса МАЗ-204 ідентичні, тобто:

$$m = M_{ст} \quad (4.26)$$

Але для повної маси необхідно до спорядженої додати масу пасажирів. Для цього скористаємось програмою графічного моделювання КОМПАС-3D v18. Створимо новий фрагмент, з додатку А візьмемо схему автобуса зверху, та накладемо її у фрагмент у вигляді кулі. Тепер підгонимо масштаб нашої схеми з малюнком, так щоб він співпадав з масштабом 1 : 1 з реальними розмірами автобуса. Зробивши це, обмальовуємо контури нашого автобуса, створюючи накреслену модель автобуса у виді зверху. Знаючи кількість пасажиромісць, можемо замостити салон пасажирями у вигляді прямокутників, площею розміром

30 на 50 сантиметрів. Замостив весь салон умовними пасажирями, отримуємо їх загальну кількість, вона склала рівно 161 пасажир (рис. 4.9). Ці дії дали нам змогу не тільки пересвідчитись, що саме стільки пасажирів може розміститися в салоні нашого автобуса, але й визначити теоретичну кількість для першої і другої ланки. Вона склала 84 і 77 чоловік відповідно.

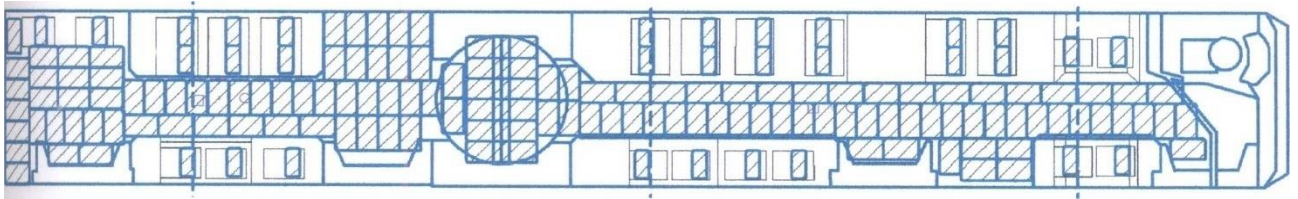


Рисунок 4.9– Розміщення пасажирів

Маючи кількість пасажирів для першої і другої ланки, можемо знайти загальну масу пасажирів, за умови, що маса середньостатистичного пасажиря дорівнює 65 кг:

$$m_{\pi} = 84 \cdot 65 = 5460 \text{ кг};$$

$$m_{\pi 1} = 77 \cdot 65 = 5005 \text{ кг};$$

Звідси за допомогою наступних рівнянь находимо масу другої m_1 ланки:

$$m_1 = M_{\pi} - m_{\pi 1} - m - m_{\pi} \quad (4.27)$$

$$m_1 = 28300 - 11985 - 5005 - 5460 = 5850 \text{ кг}$$

Маючи значення m та m_1 , складаємо рівняння для визначення навантажень на осях для випадку повного завантаження. При цьому при визначенні мас першої або другої ланки будемо використовувати відповідні значення суми спорядженої маси ланки та маси пасажирів. Для цього розділимо наш автопоїзд в точці зчипки, методом перетину, та додамо реакцію в цій точці R_c (рис. 4.10)

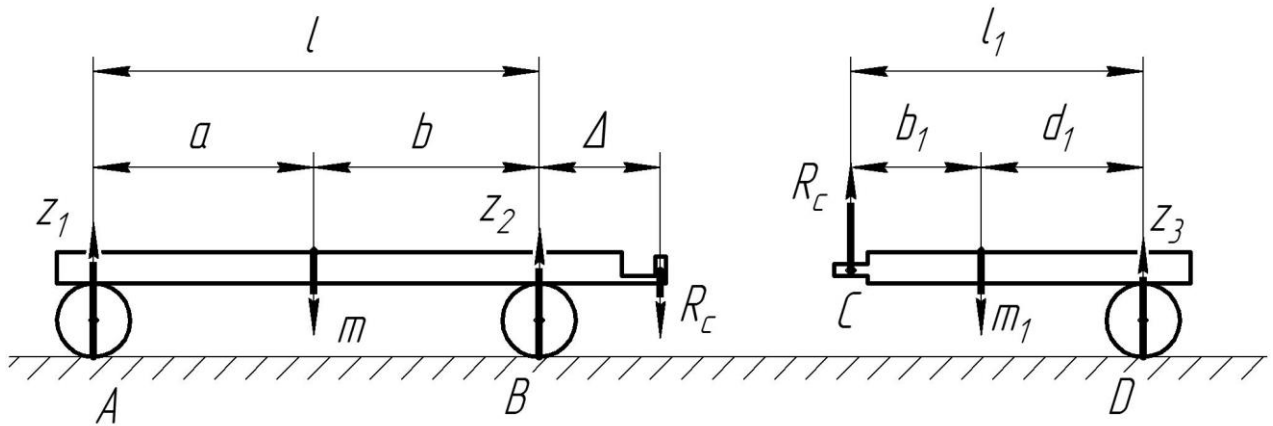


Рисунок 4.10– Реакції сил в поздовжньому перетині автобуса

Складемо рівняння моментів для другої ланки відносно точки C :

$$\Sigma_{Mc} = z_3 l_1 - m_1 g d_1 = 0 \quad (4.28)$$

З цього рівняння визначимо параметр d_1 :

$$d_1 = \frac{m_1 g z_3}{l_1} \quad (4.29)$$

$$d_1 = \frac{(5850+5005) \cdot 9,81 \cdot 92655}{5} = 4.41 \text{ м}$$

Оскільки параметр l_1 є постійним, з нього визначимо параметр b_1 :

$$b_1 = l_1 - d_1 \quad (4.30)$$

$$b_1 = 5 - 4.41 = 0.59 \text{ м}$$

Складемо рівняння моментів для другої ланки відносно точки D , та визначимо реакцію R_c :

$$\Sigma_{MD} = R_c l_1 - m_1 g b_1 = 0 \quad (4.31)$$

$$R_c = \frac{m_1 g b_1}{l_1} \quad (4.32)$$

Складемо рівняння моментів для першої ланки відносно точки B , та визначимо невідомий параметр b :

$$\Sigma_{MB} = -R_c \Delta + mgb - z_1 l = 0 \quad (4.33)$$

$$b = \frac{R_c \Delta + z_1 l}{mg} \quad (4.34)$$

$$b = 2.51 \text{ м}$$

Аналогічно складемо рівняння моментів для першої ланки відносно точки A та визначимо невідомий параметр a :

$$\Sigma_{MA} = -R_c(\Delta + l) - mag + z_2 l = 0 \quad (4.35)$$

$$a = \frac{z_2 l - R_c(\Delta + l)}{mg} \quad (4.36)$$

$$a = 3.29 \text{ м}$$

Усі отримані геометричні параметри заносимо до табл. 4.3.

Для визначення геометричних параметрів спорядженого автопоїзда, спочатку знайдемо положення центрів мас пасажирів для кожної ланки. Для цього знов скористаємось програмою для графічного моделювання КОМПАС-3D v18. Ця програма дозволяє визначати відповідний центр мас як для окремого об'єкту, так і для групи об'єктів. Для цього виділимо відповідно групу пасажирів на першій ланці автопоїзда (рис. 4.11), та в відповідному пункті меню визначимо їх центр, після цього вимірємо відстань від цього центра мас до першої осі, тим самим отримаємо значення параметра a . Відповідні маніпуляції проводимо для другої ланки та визначаємо параметри b_1 та d_1 . Отримані набори параметрів заносимо до табл. 4.3.

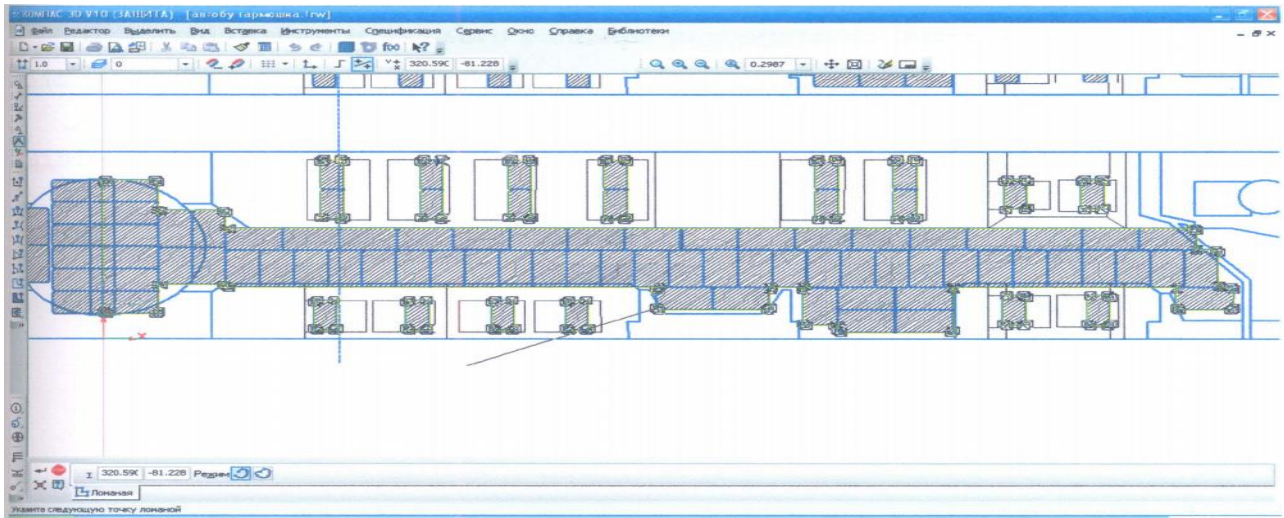


Рисунок 4.11– Знаходження центрів мас пасажирів

Наступним кроком визначимо геометричні параметри положення центрів мас автопоїзда зі спорядженою масою. Оскільки в літературі та довідкових даних по прототипу відсутні параметри навантажень для спорядженого автопоїзда, ми їх можемо вирахувати наступним чином. Спочатку визначимо відповідні навантаження на кожну вісь окремо для пасажирів за рівняннями (4.37-4.39), потім визначимо навантаження для спорядженої маси як різницю між повним завантаження і масою пасажирів (4.40).

$$Z_{1п} = m_{п}gb - \frac{m_{1п}b_1(c-b)g}{l_1} \quad (4.37)$$

$$Z_{2п} = m_{п}ga + \frac{m_{1п}b_1(c+a)g}{l_1} \quad (4.38)$$

$$Z_{3п} = \frac{m_{1п}d_1g}{l_1} \quad (4.39)$$

$$Z_{1п} = 21847 \text{ Н}$$

$$Z_{2п} = 38883 \text{ Н}$$

$$Z_{3п} = 41930 \text{ Н}$$

$$Z_i = Z_{іпов} - Z_{іп} \quad (4.40)$$

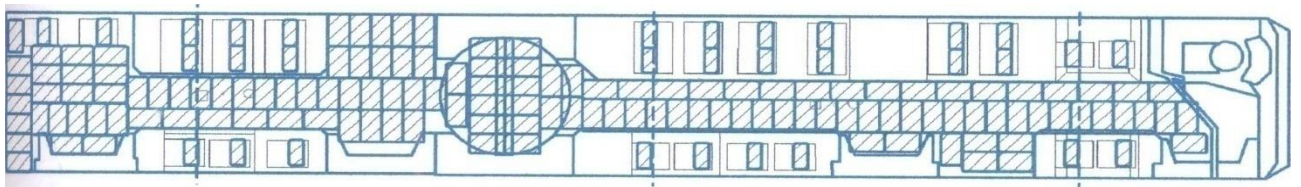
$$Z_1 = 47803 \text{ Н}$$

$$Z_2 = 76432 \text{ Н}$$

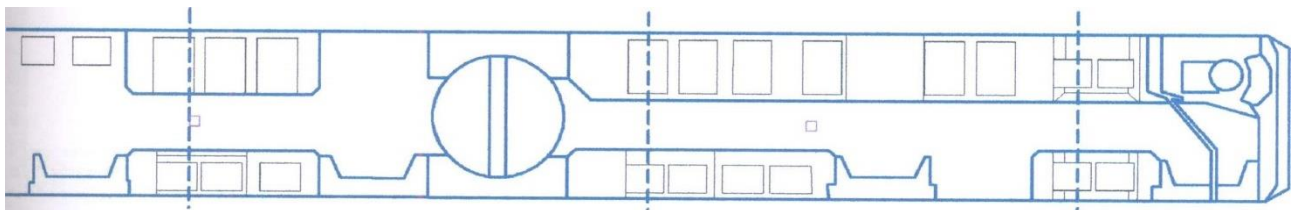
$$Z_3 = 50724 \text{ Н}$$

Маючи ці значення навантажень на кожну вісь для спорядженої маси, вирахуємо положення центрів аналогічно як і для повної маси (4.43-4.40), а отримані дані заносимо до табл.4.3.

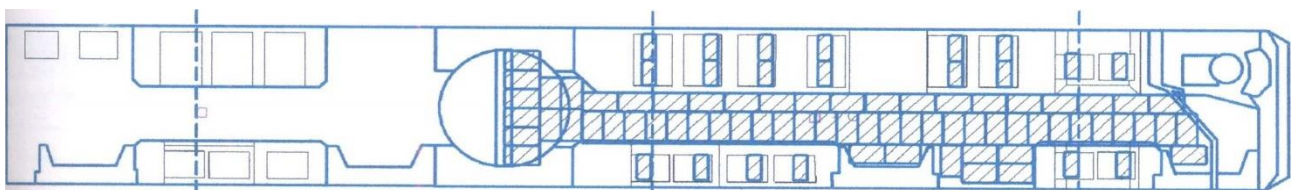
Повне завантаження складається з двох складових: власної маси автопоїзда і маси пасажирів, при тому що центр мас пасажирів і автопоїзда знаходяться в різних місцях. Для моделювання руху автопоїзда при різних значеннях завантаження необхідно знати розташування центру мас для кожного з наступних випадків (рис. 4.12):



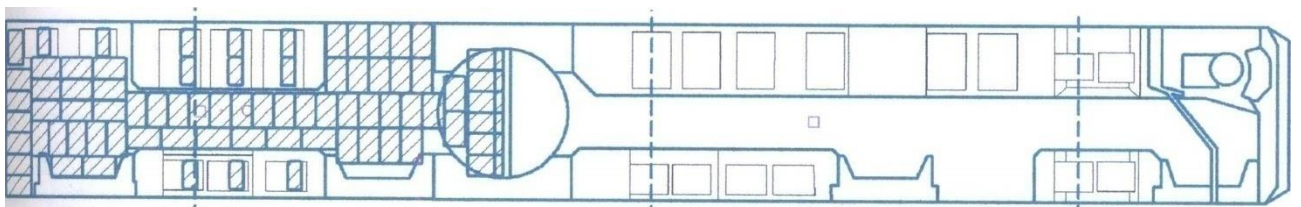
1) варіант повного завантаження автобуса (максимальна кількість пасажирів)



2) варіант повного розвантаження всього автопоїзда



3) варіант завантаження лише першої ланки автопоїзда



4) варіант завантаження лише другої ланки автопоїзда

Рисунок 4.12 – Варіанти завантаження автопоїзда

У відповідності до варіантів завантаження заповнимо табл. 4.3 усіма необхідними даними, які знадобляться при моделюванні та аналізі руху за різних умов завантаження в наступних розділах даної роботи.

Таблиця 4.3 – Масово-геометричні параметри зчленованого автобуса

Параметр	a , м	b , м	d_1 , м	b_1 , м	m , м	m_1 , м
1. Повне завантаження (повна маса)	3.28	2.52	4.35	0.65	17445	10855
2. Повне розвантаження (споряджена маса)	3.33	2.47	4.41	0.59	11985	5850
3. Завантаження тільки першої ланки	3.28	2.52	4.41	0.59	17445	5850
4. Завантаження тільки другої ланки	3.33	2.47	4.35	0.65	11985	10855
5. Навантаження у центрі мас пасажирів	3.18	2.82	4.27	0.73	5460	5005

4.4.5 Визначення параметрів руху автопоїзда при маневрі «поворот на 90°»

Оскільки маневр реального прототипу проводився на рівній асфальтованій площадці, де не було чітких ліній розмітки, якими б водій прототипу міг керуватися для повороту на 90°, цей маневр був виконаний на власне відчуття водія та після обчислень склав лише 78° за швидкості $v = 4.8$ м/с. Отримані значення зміни кута повороту керованих коліс $\theta(t)$ були оброблені в пакеті математичного моделювання Maple та набули вигляду, рис. 4.13, а масив даних підставили для обчислень по змінній $\theta(t)$, та задали відповідну швидкість.

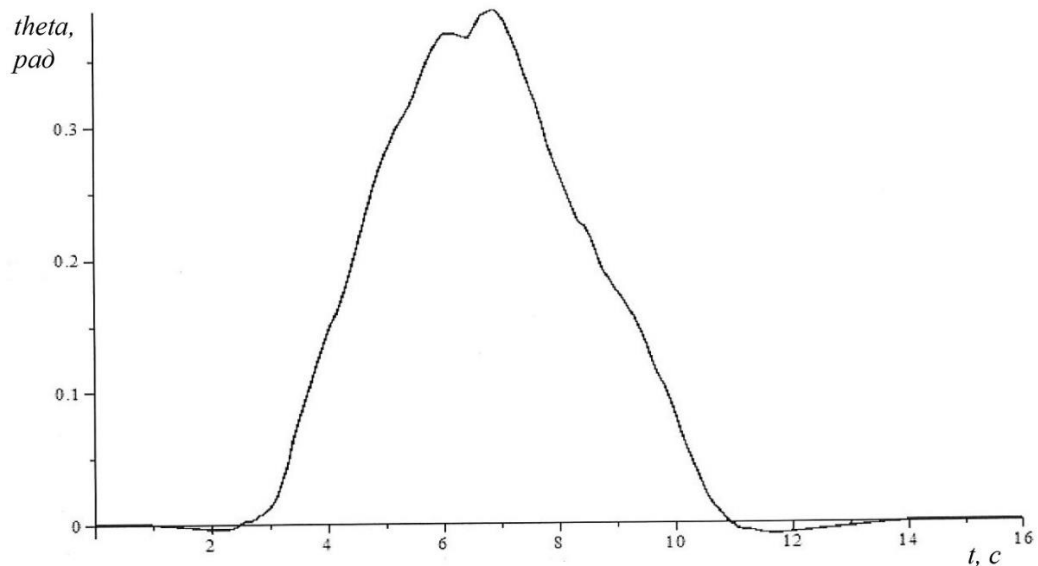


Рисунок 4.13– Графік зміни кута керованого колеса $\theta(t)$ при маневрі

Варто зазначити, що при русі реального прототипу швидкість практично неможливо утримати постійною, та вона постійно відхиляється. Також в отриманих даних можливий невеликий відсоток похибки через те, що кожен датчик обчислює всі данні сам і відсилає вже сформовані пакети даних, і можливі невеличкі підгальмовування мікропроцесора та не коректне обчислення даних. За результатами усереднення даних по швидкості v середнє значення з досліду склало 4.8 м/с, але при чисельному інтегруванні використовується значення $v = 4,6$ м/с, при якому всі криві отримані шляхом інтегрування більше подібні до реальних. Можлива розбіжність у визначенні швидкості через похибку у визначенні радіуса колеса. Подальші графіки чисельного інтегрування будуть наведені для значення $v = 4,6$ м/с.

Отриманий закон зміни кута керованого колеса $\theta(t)$ та поздовжньої швидкості v після інтегрування просторової системи рівнянь дав можливість побудувати графік зміни курсового кута першої ланки автопоїзда. Обробивши масив даних зміни курсового кута першої ланки за часом, з досліду в пакеті математичного моделювання Maple накладемо один графік на інший та порівняємо отримані криві. Результат наведений на рис. 4.14.

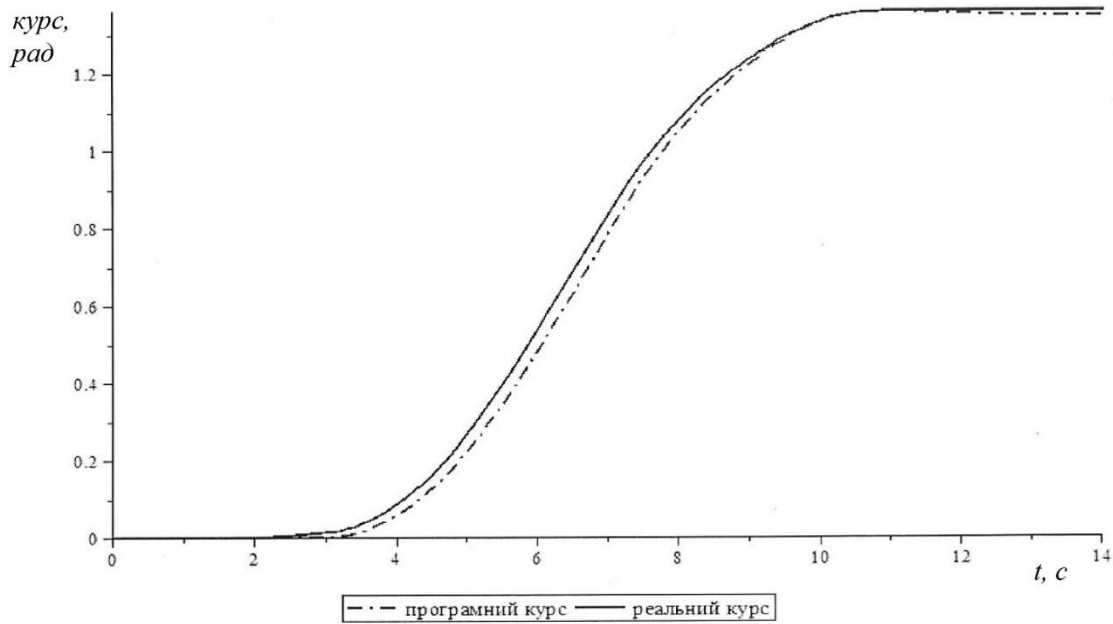


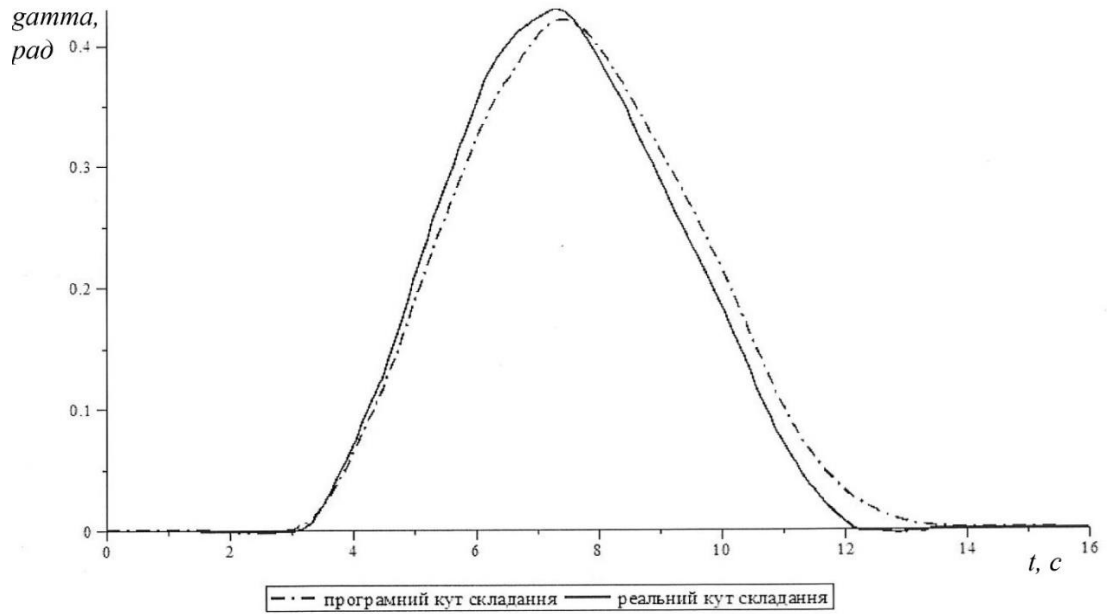
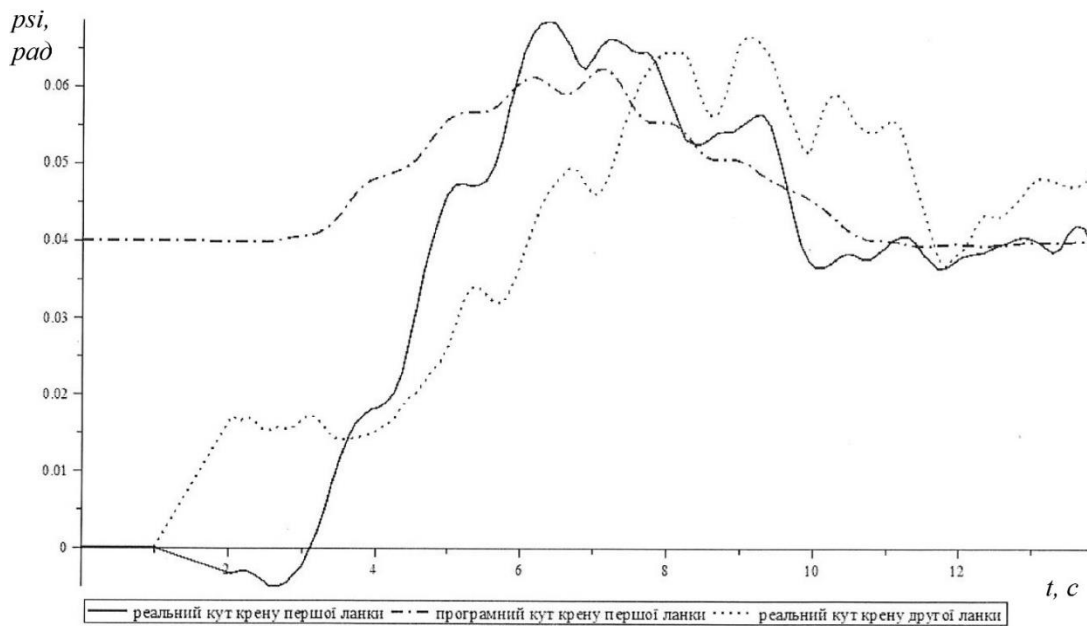
Рисунок 4.14– Графік зміни курсового кута γ від часу

Як бачимо, криві дуже добре співпадають та виходять на кінцеве значення зміни курсового кута на значення близьке до 78° , що свідчить про коректну роботу моделі. Аналогічним чином побудуємо кут складання автопоїзда $\gamma(t)$ та порівняємо його з поведінкою прототипу.

На рис. 4.15 наведені криві кута складання від часу $\gamma(t)$, отримані шляхом чисельного інтегрування та з дослідів. Загальний характер кривих має незначні розбіжності, пов'язані з різноманітними похибками.

Важливою рисою проведеного дослідів є можливість порівняти кути крену при цьому режимі руху. Так само як і з попередніми кривими, отримаємо криві кута крену інтегруванням та з дослідів, рис. 4.16, та порівняємо результат.

Результат чисельного інтегрування кривої кута крену $\psi(t)$ (рис. 4.16) відповідає початку і кінцю руху автопоїзда при ідеальних умовах. Експериментальна крива має значне відхилення на початку, але друга половина відповідає загальній зміні кута крену, $\psi \approx 2^\circ$.

Рисунок 4.15– Зміна кута складання від часу $\gamma(t)$ Рисунок 4.16– Зміна кута крену $\psi(t)$ від часу

Відхилення кута крену на початку руху можливо через не ідеальну рівну поверхню площадки, на якій проводився дослід. Також варто зазначити, що кут крену на другій ланці дуже схожий з дослідною кривою першої ланки, та відтворює ідентичні коливання, але з певною затримкою, що пояснюється

почерговою реакцією підвіски спочатку першою ланкою, а потім вже і другою. Більші піки при коливаннях на другій ланці в порівнянні з першою свідчать про загальну меншу жорсткість підвіски другої ланки.

Наприкінці наведемо загальну траєкторію руху автопоїзда отриману шляхом чисельного інтегрування просторової моделі руху автопоїзда при заданому законі зміни кута повороту керованих коліс $\theta(t)$ та сталій швидкості $v = 4,6$ м/с (рис. 4.17).

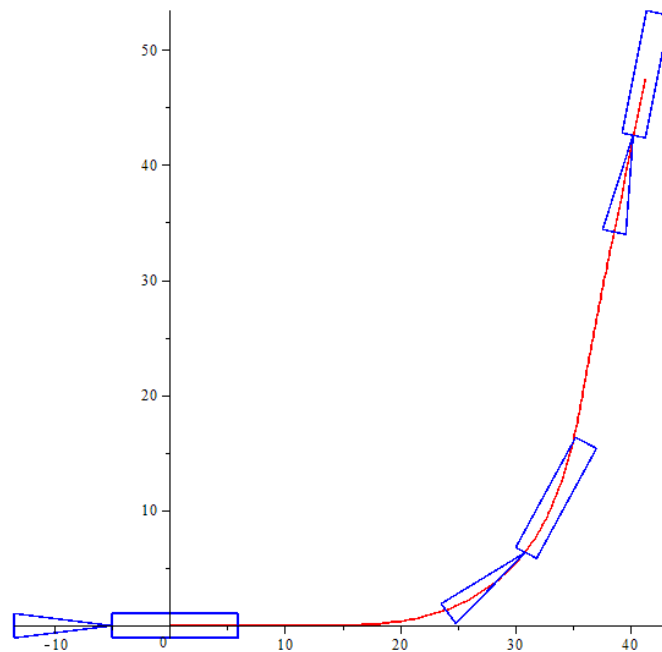


Рисунок 4.17– Загальний вид траєкторії руху автопоїзда

4.5 Визначення параметрів руху автопоїзда при урахуванні дії поздовжніх сил на колесах осей ланок (при маневрі «розгін-гальмування»)

Розглянемо тепер зміну кута галопування на прикладі маневру «розгін-гальмування». Маневр відбувався наступним чином: автобус з місця розганявся до фіксованої швидкості, після чого виконував гальмування, без зміни курсового кута. При цьому спостерігається робота підвіски по куту галопування. Для даного маневру в нашій математичній моделі зафіксуємо значення кута повороту керованих коліс θ та будемо керувати швидкістю. З масивів даних обираємо поздовжню швидкість першої ланки. Її можливо отримати шляхом чисельного

інтегрування прискорень, або через кутову швидкість колеса. Обидва результати наведені на рис. 4.18.

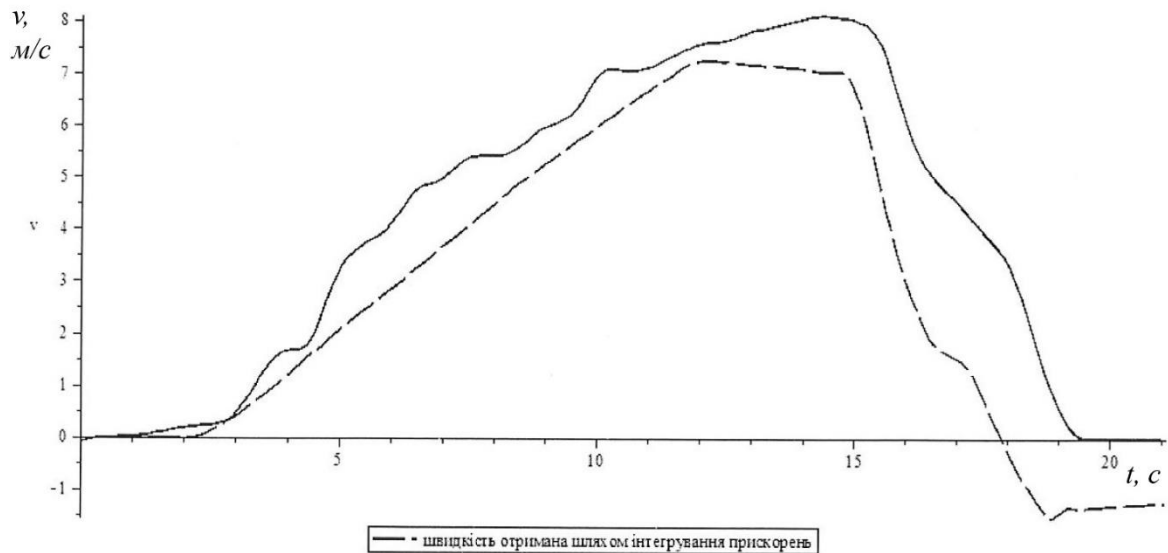


Рисунок 4.18— До визначення поздовжньої швидкості руху автопоїзда

Як було вказано вище, метод чисельного інтегрування прискорень дозволяє отримати криву близьку до ідеальної за формою, але вібрації та цифровий шум накопичують помилку в результаті якої швидкість після зупинки конкретно для цього маневру складає - 1,25 м/с, що не відповідає дійсності. Для подальших розрахунків використаємо криву швидкості, отриману через кутову швидкість колеса.

Маючи закон зміни поздовжньої швидкості, проінтегруємо систему рівнянь, з яких побудуємо криву кута галопування φ першої ланки (рис. 4.19). Обравши з масиву даних цього маневру дані кута галопування, співставимо їх на загальному графіку.

Результат чисельного інтегрування кривої кута крену $\psi(t)$ (рис. 4.16) відповідає початку і кінцю руху автопоїзда при ідеальних умовах. Експериментальна крива має значне відхилення на початку, але друга половина відповідає загальній зміні кута галопування, $\psi \approx 2^\circ$.

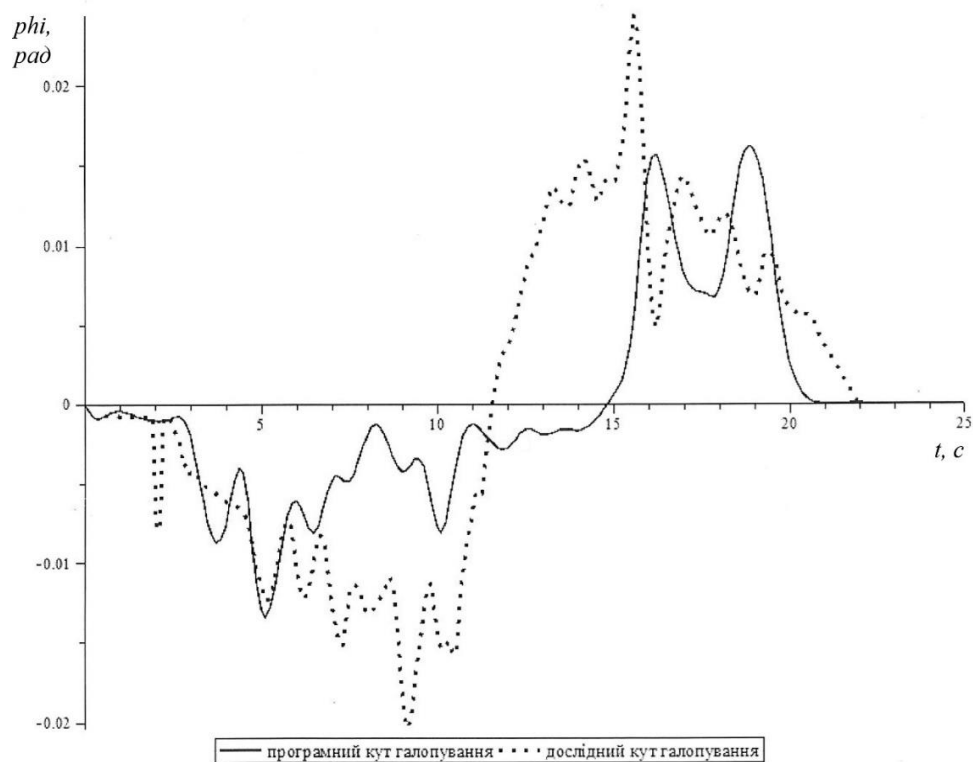


Рисунок 4.19– До визначення залежності кута галопування $\varphi(t)$

На етапі порівняльного аналізу виявлені певні кількісні розходження в залежностях по куту тангажу, які можуть бути пояснені не точним завданням головного центрального (поперечного) моменту інерції та похибками в отриманих з експерименту даних (по швидкості), а також за можливої невідповідності розташування центра мас в поперечній площині.

4.6 Висновки по розділу

Результати експериментальних досліджень підтвердили результати математичного моделювання при вирішенні задач ідентифікації жорсткісних параметрів підвіски міського автобуса. За результатами експериментально отриманих залежностей по куту крену першої другої ланки, що реалізувалися під час маневру повороту на 90° , його максимальне значення відповідало величині $\psi = 2^\circ$. Існуючі незначні розбіжності з розрахунками можливо пояснити нерівністю дорожнього покриття. А характер просторових затухань відповідають результатами, які отримані математичним моделюванням. Теж саме можна

сказати про процес виникнення кутів тангажу при моделюванні гальмування в прямолінійному русі.

Найбільш повну картину адекватності математичної моделі просторового руху з реальним прототипом було отримано при співставленні результатів маневру «поворот на 90». При цьому маневрі залежності курсового кута першої ланки та кута складання між першою та другою ланками повністю підтвердилось в процесі математичного моделювання, причому вхідними параметрами, які використовувались при математичному моделюванні, були середня швидкість поздовжнього руху прототипу та залежність зміни кута повороту керованих коліс як функції часу, що були отримані відповідним датчиком під час експерименту. На виході математичної моделі ми отримували весь набір фазових змінних, серед яких були інтегральні криві кута складання та курсового кута, які повністю співали з даними натурного експерименту.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача, пов'язана з урахуванням впливу компоновальних параметрів та експлуатаційних режимів на показники маневреності та стійкості руху автобусів особливо великого класу за різних способів прикладення тягового зусилля - або на другу вісь першої ланки, або на вісь другої ланки.

1. Розроблені математичні моделі зчленованого автобуса різного ступеню складності за двох варіантів прикладання тягових зусиль або на другій осі першої ланки, або на осі другої ланки. Встановлена спадкоємність послідовності низки уточнень моделі від лінійної плоскої до двоколісної просторової з урахуванням вертикальних коливань і перерозподілу вертикальних навантажень та відповідною корекцією коефіцієнтів опору відведення коліс осей автобуса. Показано, що до кута повороту керованих коліс автобуса до $\theta = 0,2$ рад можна користуватися простою лінійною моделлю, а при більших значеннях θ бажано використовувати просторову модель, яка звужує області стійкості для попередніх моделей.

2. Проведена верифікація нелінійної моделі на різних рівнях та порівняння нелінійної з лінійною моделями за параметрам складання і повороткості з урахуванням точки прикладання тягових зусиль ($X_2 \neq 0$ та $X_3 \neq 0$). У випадку $X_2 \neq 0$ – ведуча перша ланка, характер повороткості змінюється від надлишкової до недостатньої при достатньо великих значеннях бокового прискорення центра мас першої ланки автопоїзда, та має місце збереження стійкості на всій кривій повороткості при вибраних в роботі значеннях конструктивних параметрів прототипу; у випадку $X_3 \neq 0$ – ведуча друга ланка, характер надлишкової повороткості має тенденцію до збільшення при зростанні бокових прискорень. При цьому встановлені межі втрати дивергентної стійкості моделі, які відбуваються в межах бокового прискорення $A_y = 0,4$.

3. Отримані рівняння повороткості та кута складання, аналітичні співвідношенням яких визначають множину стаціонарних станів в залежності від параметру поздовжньої швидкості та кута повороту керованих коліс автобуса. За малих значень кута повороту та поздовжньої швидкості зчленованого автобуса відповідні характеристики лінійної і нелінійної моделей співпадають, що свідчить про відсутність внутрішнього протиріччя у цих моделях.

4. Порівняльний аналіз двох варіантів прикладання тягових зусиль або до другої осі першої ланки, або до осі другої ланки приводить до однозначного висновку про більш раціональну схему, яка відповідає випадку $X_2 \neq 0$, як з точки зору повороткості і стійкості, так і реалізації меншого габаритного коридору за стаціонарних кругових рухів.

5. На основі узагальненої математичної моделі просторового руху зчленованого автобуса встановлена раціональна схема реалізації тягових зусиль на другій осі першої ланки, яка дозволяє зменшити мінімальні радіуси повороту на 10-20% та підвищити стійкість та маневреність автобуса у неусталених режимах руху.

6. Встановлені найбільш сприятливі варіанти завантаження автобуса, які підвищують його маневреність та стійкість руху. Найкращим в плані стійкості є варіант прикладання зусилля до другої осі першої ланки та абсолютно порожнього автопоїзда. Найгіршим – варіант повного завантаження та прикладання тягового зусилля до осі другої ланки. Так, при виконанні маневру «європейське коло» за умови $X_2 \neq 0$ та повній масі зчленованого автобуса стійкість такого варіанту зберігається до швидкості $v=5,3$ м/с, у той час як у випадку прикладання тягового зусилля до осі другої ланки автопоїзда та повного його завантаження максимальна швидкість зменшується до значення $v=3,7$ м/с.

7. Проведеними експериментальними дослідженнями підтверджена адекватність розроблених математичних моделей автобуса різного ступеня складності. Так, максимальні відхилення експериментальних і розрахункових даних по куту крену, галопуванню і тангажу, а також кута складання при

виконанні різних маневрів не перевищували 5^0 . Максимальні відхилення траєкторії другої ланки автобуса від першої не перевищили 6,3% від його колії.

8. Рекомендації щодо покращання показників маневреності і стійкості зчленованих автобусів особливо великого класу шляхом вибору оптимальних конструктивних параметрів автобуса і причепа прийняті до використання відділом конструкторських розробок та науково-технічних експертиз ДП «ДержавтотрансНДІпроект» при розробці перспективних транспортних засобів для перевезення пасажирів у великих містах.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Балабаева И. «Перспективы развития пассажирских перевозок в мегаполисе» // Автомобильный транспорт, 2003, - №4. С. с. 28-29.
2. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження пасажирських транспортних засобів великої місткості стосовно загальної конструкції (Правила ЄЕК ООН №36-03: 1993 IDT) ДСТУ UN/ECE R 36-03:2002. Київ. 2002.
3. Місько Є.М. Ідентифікація параметра демпфірування пневмодпідвіски міського автобуса // Вісник ХНАДУ. 2016. № Вип. 74. С. 106-109.
4. Мисько Е.М. Исследование жесткостных характеристик подвески городского автобуса МАЗ-105. // Вестник ДААТ. 2014. № 2-3. С. 68-72.
5. Сахно В.П. Місько Є. М. Ідентифікація параметра жорсткості підвіски колісного транспортного засобу // Наукові нотатки. 2016. № Вип 55. С. 355-359.
6. Бондаренко А.Є., Вербицкий В.Г., Хребет В.Г., Місько Є.М. Експериментальне визначення залежностей сил відведення дволанкового автопоїзда // Науковий журнал "Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті", 2018. С. 34-37.
7. Вербицкий В.Г. М.Е.М. Влияние перераспределения нагрузок по осям на критическую скорость прямолинейного движения автомобиля. 2-е изд. Донецк: «Вісник Донецької академії автомобільного транспорту», 2009. 58-67 с.
8. Сахно В.П., Мурований І.С., Поляков В.М., Місько Є.М. До порівняльної оцінки триланкових пасажирських автопоїздів за стійкістю руху // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. 2019. № 2(13). С. 146-155.

9. Сахно В.П., Поляков В.М., МіськоЄ.М.,Омельницький О.Є.. До порівняльної оцінки транспортних засобів для міських перевезень пасажирів в системі BRT // Автошляховик України. 2019. № 6. С. 7-11.
10. Сахно В.П., Біліченко В.В., Поляков В.М., БосенкоВ.М., Місько Є.М. До аналізу конструкцій транспортних засобів для міських перевезень пасажирів // Вісник машинобудування та транспорту: науковий журнал / Міністерство освіти і науки України, ВНТУ. 2019. № 2(10). С. 108-119.
11. Місько Є.М. Про можливість використання сучасних сенсорів MEMS як основи для інерційно-навігаційної системи // LXXII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Київ. 2016. С. 43.
12. Місько Є.М. V міжнародна науково-технічна конференція «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей» // Ідентифікація параметра жорсткості підвіски колісного транспортного засобу. м. Луцьк-Світязь. 29.05-01.06.2018.
13. Бондаренко А. Є., Місько Є. М. Проблеми розвитку транспорту і логістики: Збірник наукових праць за матеріалами VII-ї Міжнародної науково-практичної конференції // Аналіз розподілу тягових зусиль на осях на властивість поворотності дволанкового автопоїзда для стаціонарних кругових режимів. Сєверодонецьк-Одеса. 2017 26-28 квітня. С. 175-176.
14. Бондаренко А.Є. , Місько Є.М. Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні: матеріали Третьої всеукраїнської міжнародної конференції // Аналіз поворотності дволанкового автопоїзда в залежності від розподілу тягових зусиль на осях. Львів. 2018. С. 81-84.
15. Місько Є.М. Визначення коефіцієнта бічному відведенню колеса як функції вертикального навантаження // Друга всеукраїнська науково-практична конференція "автобусобудування та пасажирські перевезення". Львів. 2016. С. 59-61.

16. Автобус [Электронный ресурс] // Режим доступа:<https://uk.wikipedia.org/wiki/Автобус>: [сайт].
17. Філіпова Г.А; Поляков В.М.; Загороднов М.І. Розвиток компонувальних схем автобусів особливо великого класу // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. 2003. № Вип. 6. С. 139-142.
18. Автобусы – «гармошки»: в чем их особенность? [Электронный ресурс] // Режим доступа:[http://www.autopalmira.ru/stati/sochlenennyj avtobus-garmoshka](http://www.autopalmira.ru/stati/sochlenennyj_avtobus-garmoshka): [сайт].
19. // Режим доступа:<https://uk.wikipedia.org/wiki/Автобус>: [сайт].
20. Лікінський автобусний завод [Электронный ресурс] // Режим доступа:[https://uk.wikipedia.org/wiki /Лікінський автобусний завод](https://uk.wikipedia.org/wiki/Лікінський_автобусний_завод): [сайт].
21. Антиблокувальна система [Электронный ресурс] // Режим доступа:[https://uk.wikipedia.org/wiki / Антиблокувальна система](https://uk.wikipedia.org/wiki/Антиблокувальна_система): [сайт].
22. Підвіска [Электронный ресурс] // Режим доступа:[https://uk.wikipedia.org/wiki /Підвіска](https://uk.wikipedia.org/wiki/Підвіска): [сайт].
23. [Электронный ресурс] // Режим доступа:[https://uk.wikipedia.org/wiki w/index.php?title=Raba&action=edit&redlink=1](https://uk.wikipedia.org/wiki/w/index.php?title=Raba&action=edit&redlink=1): [сайт].
24. Mercedes-Benz [Электронный ресурс] // Режим доступа:[https://uk.wikipedia.org/wiki / Mercedes-Benz](https://uk.wikipedia.org/wiki/Mercedes-Benz): [сайт].
25. МАЗ-105 [Электронный ресурс] // Режим доступа:[https://auto-maz.com /catalog/buses/maz-215069](https://auto-maz.com/catalog/buses/maz-215069): [сайт].
26. ЛАЗ А292 [Электронный ресурс] // Режим доступа:[https://uk.wikipedia.org/wiki /ЛАЗ_А292](https://uk.wikipedia.org/wiki/ЛАЗ_А292): [сайт].
27. LAZ-20 [Электронный ресурс] // Режим доступа:[https://uk.wikipedia.org/wiki /ElectroLAZ-20](https://uk.wikipedia.org/wiki/ElectroLAZ-20): [сайт].
28. // Режим доступа:[https://uk.wikipedia.org/wiki /Solaris_Urbino_18_Hybrid](https://uk.wikipedia.org/wiki/Solaris_Urbino_18_Hybrid): [сайт].

29. Гиттис В.Ю. Автомобили. Теория и конструкция: учебник. М.: Гострансиздаг, 1931. 310 с.
30. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. Москва: Машиностроение, 1971. 415 с.
31. Литвинов А.С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. М: Машиностроение, 1989. 240 с.
32. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1950. 344 с.
33. Илларионов В.А., Моршин М.М. Теория и конструкция автомобиля: учебник для автотранспортных техникумов. Т. 2-е издание. М.: Машиностроение, 1985. 368 с.
34. Красовский А.А. Справочник по теории автоматического управления. М.: Наука. Гл. ред. Физ-мат. лит., 1987. 712 с.
35. Элис Д.Р. Управляемость автомобиля. М.: Машиностроение, 1975. 216 с.
36. ГОСТ 37.001.051-86. Управляемость и устойчивость автомобилей. Термины и определения. М.: Минавтопром, 1987. 9 с.
37. Бахмутов С.В. Научные основы параметрической оптимизации автомобиля по критериям управляемости и устойчивости. Дис. д.т.н.: М., 2001. 350 с.
38. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля. М.: Машгиз, 1947. 155 с.
39. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения. М.: Гостехиздат, 1950. 472 с.
40. Литвинов А.С. Теория криволинейного движения колесных машин. М.: Машгиз, 1958. 156 с.
41. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение, 1984. 168 с.
42. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение, 1978. 208 с.
43. П.В. А. Многоосные автомобили. М.: Машиностроение. 1989. 279 с.

44. Майборода О.В. Повышение надежности управления боковым движением автомобиля. Дмитров: Дис. к.т.н., 1982. 172 с.
45. Лобас Л.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин, АН УССР, Ин-т механики, Киев, 1990. 223 с.
46. Лобас Л.Г. Механика многосвязных систем с качением. К.: Наукова думка, 2000. 270 с.
47. Бахмутов С.В., Ахмедов А.А.. Оптимизация АТС по критериям управляемости и устойчивости в условиях неровной дороги // Автомобильная промышленность, № №10, 2004. С. 32-35.
48. Бахмутов С.В., Рыков Ю.В. Обобщенная силовая диаграмма как инструмент оценки устойчивости и управляемости автомобиля // Автомобильная промышленность, № №9, 1992. С. 15-18.
49. Кушвид Р.П., Мирзоев Г.К., Фалькевич Б.С.. Исследование рулевого управления // Межвуз. сб. науч. тр. "Безопасность и надежность автомобиля", 1976.
50. Кушвид Р.П. Прогнозирование показателей управляемости и устойчивости автомобиля с использованием комплекса экспериментальных и теоретических методов. М.: Дис.д.т.н., 2005. 348 с.
51. Кушвид Р.П., Горобцов А.С., Карцов С.К.. Развитие теории управляемости и устойчивости автомобиля на базе пространственных компьютерных моделей. М.: Машиностроение-1, 2004. 136 с.
52. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. М.: Машиностроение, 1982. 284 с.
53. Бутылин В.Г. Активная безопасность автомобиля. Минск: НИРУП "Белавтотракторостроение", 2002. 274 с.
54. Ellis J.R., Sharp R.S.. Measurements of Vehicle Handling Characteristics for Ride and Handling. Proc.Auto.Div.I.Mech, 1968. 71-81 pp.

55. Furukawa Y. Effects of steering response characteristics on control performance of the driver-vehicle systems. Special Issue on Vehicle Safety: Int. J. of Vehicle Design, 1986.
56. Pacejka H.B. Non-linearities in road vehicle dynamics // Vehicle system dynamics, No. 15, 1986. pp. 237-254.
57. Pacejka H.B. The wheel shimmy phenomenon. Dissertation.: Technical University of Delf, 1986. 173 pp.
58. Pacejka H.B. Tyre and vehicle dynamics. Society of automotive engineers, Inc., 2002.
59. Певзнер Я.М. Проблемы устойчивости и управляемости автомобиля. М.: "Вопросы машиноведения", 1950.
60. Певзнер Я.М. Исследование устойчивости автомобиля. М.: Машгиз, 1953.
61. Рокар И. Неустойчивость в механике. Автомобили, самолеты и весельные мосты. М.: ИИЛ, 1959. 228 с.
62. Хачатуров А.А. Динамика системы дорога - шина - автомобиль - водитель. М.: Машиностроение, 1976. 534 с.
63. Хачатуров А.А. Расчет эксплуатационных параметров автомобиля и автопоезда. М.: Транспорт, 1982. 264 с.
64. Рязанцев В.И. Прогнозирование устойчивости движения автомобиля с активно управляемым развалом колес. Московский государственный университет им. Н.Э. Буманова - изд. Т. дис. на соискание ученой степени д.т.н. Москва. 2008. 359 с.
65. Ellis J.R. An introduction to the Dynamic Properties of Vehicle Suspension. I.Mech(A.D.), 1964. 179 pp.
66. Цыбунов Э.Ф. Улучшение устойчивости и управляемости автобуса большого класса за счет рационализации распределительного устройства гидравлического усилителя рулевого управления. М.: диссертация на соискание уч. с. к.т.н., МАМИ, 2007. 142 с.

67. Залимханов Т.Б. Разарботака принципов и алгоритмов работы системы предупреждения опрокидывания автобуса. Волгоград: диссертация на сосикание уч. с. к.т.н., 2013. 149 с.
68. Балакина Е.В. Улучшение устойчивости движения колесной машины в режиме торможения на основе предпроектного выбора параметров элементов шасси. Волгоград: дисс. на соискание уч. с. д.т.н., 2011. 418 с.
69. Кожевников И.Ф. Исследование динамики некоторого колеса с деформируемой поверхностью. М., 2004. 103 с. (Дисс. на соискание ученой степени к.т.н.).
70. Караваев М.Н. Оптимизация углов установки управляемых колёс переднеприводного автомобиля. дисс. кандидата техн. наук. М. 1987. 161 с.
71. Брюханов А.В. Исследование и выбор оценок для расчетного анализа управляемости автомобиля. дисс. кандидата техн. наук. М. 1976. 183 с.
72. Абдеев Р.Ф. Исследование параметров автомобиля и шин, определяющих его управляемость: Дисс. Канд. техн. наук. М. 1981. 110 с.
73. Дик А.Б. Расчет стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса при движении с уводом: Дисс. Канд. техн. наук. М. 1988. 228 с.
74. Liu C.S., Peng H.E. Road Friction Coefficient Estimation For Vehicle Part Prediction // Vehicle System Dynamics, No. vol. 25, 1996. pp. 413-425.
75. Von Schlippe B., Dietreich R. Das Flattern eines bepneuten Rades // Berichte der Lilienthal-Gesellschaft, 1941. pp. 35-41.
76. Pacejka H.B. Tire and Vehicle Dynamics. Second ed. SAE International, 2006. 642 pp.
77. Fiala E. Lateral forces on rolling pneumatic tires // Zeitschrift V.D.I., No. 96 (29), 1954. P. 114.
78. Sakai H. Theoretical and experimental studies on the dynamic cornering properties // International Journal of Vehicle Design, Vol. 2, No. 8, 1981. pp. 56–74.

79. Tonuk E., Unlusoy Y. Prediction of automobile tire cornering force characteristics by finite element modeling and analysis // Computers and structures, No. #79, 2001. pp. 1219-1232.
80. Sayers M., Han D. A generic multibody vehicle model for simulating handling and braking. // Presented at the 1995 symposium of the international association of vehicle system dynamics, An Arbor, USA, 1995.
81. Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. Динамика неголономных систем. Наука, 1967. 520 с.
82. Sakai H. Study on cornering properties of tire and vehicle // Tire Science and Technology, TSTCA, № 8, 1990. С. 136–196.
83. Бондаренко А.Є. Покращення маневреності та стійкості руху триланкових причіпних автопоїздів. Київ. 2010. 166 с.
84. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. М: Машиностроение, 1970. 176 с.
85. Сахно В., Марчук Р., Файчук М. Дослідження маневреності і стійкості автопоїзда-контейнеровоза при криволінійному русі за різних схем управління напівприцепом // An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery//Commission of motorization and energetics in agriculture, Vol. Vol.14, No. 4., Lublin, 2012. pp. 185-191.
86. Сахно В.П., Поляков В.М., Файчук М.І., Кузнецов Р.М., Глінчук В.М.. Порівняльна оцінка маневреності триланкових автомобільних поїздів різних компоновальних схем // Науково-виробничий журнал, № 1/ №231, лютий 2013. С. 2-7.
87. Gillespie T.D. Fundamentals of vehicle dynamics // SAE, No. 114.
88. Lubowski S.A. An investigation of road - vehicle direction behavior under steady state conditions // Journal of passenger cars, 1992. pp. 114-122.

89. Кравченко А.П. В.В.Г. Материалы VII всероссийской НТК "Политранспортные системы" // К вопросу анализа поворачиваемости двухзвенного автопоезда. Красноярск. 2010. С. 358-363.
90. Pauwelussen J.P. XII International Heavy Truck Conference // Analysis and prevention of excessive lateral behaviour of articulated vehicles. Budapest, Hungary. 1995.
91. Pauwelussen J.P. Essentials of vehicle dynamics. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2015. 309 pp.
92. Uil R.T. Non-lagging effects of motorcycle tyres // Eindhoven, No. June, 2006.
93. Подригало М.А., Волков В.П. Определение радиусов инерции автомобиля на стадии его проектирования // Автомобильная промышленность: научно-техн. журнал. 2003. № 6. С. 19-22.
94. Подригало М.А., Волкова В.П. Уточнение вероятностного метода определения радиусов инерции колесной машины // Автомобильный транспорт. 2015. № 37. С. 116-122.
95. Сахно В.П. Місько Є. М. Ідентифікація параметра жорсткості підвіски колісного транспортного засобу // Наукові нотатки. 2016. № Вип 55.
96. Дмитриев С. Н., Хамидуллин Р. К. Уточненная формула для вычисления коэффициентов передаточной матрицы в задачах статистической динамики // Наука и образование. 2013. № 3.
97. Жилейкин М. М., Котиев Г. О., Сарач Е. Б. Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многоосных колесных машин // Наука и образование, № 3, 2012.
98. Климов А.В. Динамика рычажной релаксационной подвески с прерывистым демпфированием. Орел. 2001. 115 с.
99. Загороднов М.І. Покращення показників маневреності і стійкості руху шарнірно-зчленованих автобусів. Київ: НТУ, 2015. 163 с.

**ДОДАТОК А. ДОВІДКИ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ
ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ**

