

Сахно В.П.¹, завідувач кафедри автомобілів, д.т.н., проф.
Мурований І.С.², декан факультету транспорту
та механічної інженерії, к.т.н., доц.
Поляков В.М.¹, професор кафедри автомобілів, к.т.н., доц.
¹Національний транспортний університет
²Луцький національний технічний університет

ДО ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ ПРИЧІПНОГО АВТОБУСНОГО ПОЇЗДА

Анотація Безпечні системи громадського транспорту все більше розглядаються як важливий засіб безпечного підвищення мобільності населення, особливо в міських районах, які страждають від зростаючих транспортних заторів. У багатьох містах з високими доходами особливо акцентується політика скорочення використання особистого автомобільного транспорту за допомогою інвестицій в розвиток мереж громадського транспорту. Інвестиції в безпечний громадський транспорт розглядаються також як механізм, що стимулює зростання фізичної активності і, отже, сприяє зміцненню здоров'я населення. Цьому сприяє поява метробусів або "Швидкісного автобусного транспорту" (Bus Rapid Transport, BRT), основу якого складають автобуси особливо великої місткості (18 чи 22, 24, 25 м). Особливий розвиток метробуси отримали з появою триланкових автобусів, які здатні перевозити до 300 пасажирів за раз, порівняно зі 180 пасажирами у дволанковому транспорті. Таким чином, маючи триланкові автобуси, які рухаються з невеликим інтервалом (1–5 хвилини) лінія метробусу може вирішити транспортні проблеми багатьох українських міст [1]. Тому перспективним може стати автопоїзд у складі двох (або трьох) автобусів або тролейбусів, що працюють у зчипці, пасажиромісткість яких аналогічна зчленованим автобусам і тролейбусам. Перевага таких автопоїздів – це можливість легко варіювати місткість автобуса в залежності від пасажиропотоку, мінливого протягом доби, можливість знизити економічні та екологічні витрати за рахунок застосування в години пік ПС з причепом, а в міжпіковий час того ж ПС без причепа. Тобто, автобуси з причепом можуть дати те, чого не можуть дати такі ж по місткості зчленовані автобуси [1].

При створенні таких автопоїздів необхідно вирішити ряд практичних завдань, пов'язаних, у першу чергу, з їх маневреністю і стійкістю руху. Тому вибір автобуса і причепа для автобусного поїзда є актуальним на сьогодні.

Ключові слова: автобус, автопоїзд, метробус, модель, стійкість, керованість, рух.

При наявності у автопоїзда більше трьох ланок труднощі виникають у тому, що суттєво ускладнюється дослідження руху такого багатоланкового АТЗ з причини необхідності урахування впливу значної кількості факторів на характер руху усіх ланок. Взаємодія сусідніх ланок при русі автопоїзда розповсюджується в решті-решт на весь транспортний засіб і викликає певні відхилення складових автопоїзда від заданого ведучою ланкою (тягачем) напрямку руху, що суттєво впливає на безпеку руху.

Безпечний рух будь-якого транспортного засобу, у тому числі і метробуса, багато в чому визначається його динамічними властивостями і, у значній мірі, його стійкістю і керованістю. У даний час задача визначення умов стійкості вантажних автопоїздів є достатньо вивченою. Так, у роботі [2] розроблені тривимірні динамічні моделі автомобіля та причепа, на основі яких побудована динамічна модель поїзда. На основі теорії наближення першого порядку звичайних диференціальних рівнянь та теорії біфуркації Хопфа вивчається лінійна та нелінійна стійкість кожного елемента та автопоїзда в цілому при прямолінійному русі. Чисельні результати показують, що для нелінійної і лінійної моделі критичні швидкості мало розрізняються між собою. У роботі [3] побудована модель поїзда із 31 ступенем вільності за допомогою пакету AutoSim, і показані напрямки поліпшення стійкості поїзда. При цьому показано, що його стабільність може бути значно покращена за допомогою інертера, який вважається ефективним для підвищення стабільності та продуктивності багатоланкових поїздів. Однак як показує практика, визначення характеру поведінки системи в області нестійкості й виявлення причин їх виникнення дотепер не втратило своєї актуальності. У роботі [4] рівняння вертикальної і бокової динаміки дорожнього транспортного засобу з 6 ступенями вільності зведені до матричної форми. Досліджено рух такого засобу у вертикальній і боковій площинах. Показано, що розроблений метод може бути застосований для аналізу стійкості руху, зокрема пасажирських поїздів. У роботі [5] розглянуто багатоваріантне розширення методу D2-IBC (Data Driven - Inversion Based Control) та детально обговорено його застосування щодо контролю стабільності руху автопоїздів. У роботі [6] складені диференціальні рівняння плоскопаралельного руху для визначення показників маневреності і стійкості руху напівпричіпних автопоїздів. Їх використання для оцінки стійкості причіпних автопоїздів без відповідної корекції може призвести до суттєвих похибок.

Характеристики маневреності і стійкості руху АТЗ, як відомо, визначаються комбінацією експлуатаційних, масово-геометричних і конструктивних параметрів його модулів, а також їх систем управління. В загальному випадку бажані сполучення вказаних параметрів з точки зору стійкості навіть для одного і того ж транспортного засобу в діапазоні експлуатаційних навантажень і швидкостей руху бувають різними. Як, наслідок, є складність отримання на ранніх стадіях створення АТЗ точних конструктивних параметрів і кількісних показників за критеріями стійкості його руху. Успіх у рішенні подібних задач залежить від того, наскільки вдало обрана математична модель і її істотні параметри, що описують поведінку динамічної системи у різних режимах руху.

У зв'язку з цим метою роботи є визначення показників керованості і стійкості руху автопоїзда як у стаціонарних, так і у перехідних режимах руху.

Результати дослідження. У роботі [6] отримана система рівнянь руху автопоїзда у загальному випадку руху, яка може бути використана у даному дослідженні.

Так, у плоскопаралельному русі рівняння автопоїзда записані у вигляді:

- для центра мас автобуса

$$(m + m_1)(\dot{V} - U\omega) + c\omega^2 m_1 - [m_1 d_1 [(\dot{\omega} - \ddot{\phi}_1) \sin \phi_1 - (\omega - \dot{\phi}_1)^2 \cos \phi_1] = - (X_1 \cos \theta_1 + Y_1 \sin \theta_1 + X'_1 \cos \theta'_1 + Y'_1 \sin \theta'_1) - (X_2 + X'_2) - \sum_{j=1}^2 [(X_{2j} + X'_{2j}) \times \cos \phi_1 - (Y_{2j} + Y'_{2j}) \sin \phi_1];$$

- для поперечної швидкості центра мас автобуса

$$(m + m_1)(\dot{U} - V\omega) - c\omega^2 m_1 - [m_1 d_1 \times [(\dot{\omega} - \ddot{\phi}_1) \cos \phi_1 + (\omega - \dot{\phi}_1)^2 \sin \phi_1] = - (X_1 \sin \theta_1 - Y_1 \cos \theta_1 + X'_1 \sin \theta'_1 - Y'_1 \cos \theta'_1) + (Y_2 + Y'_2) - \sum_{j=1}^2 (X_{2j} + X'_{2j}) \times \sin \phi_1 + (Y_{2j} + Y'_{2j}) \cos \phi_1;$$

- для кутової швидкості автобуса

$$I\omega + [\dot{\omega}c - (U + V\omega)]cm_1 + cm_1 d_1 \times [(\dot{\omega} - \ddot{\phi}_1) \cos \phi_1 + (\omega - \dot{\phi}_1)^2 \sin \phi_1] = H(X_1 \cos \theta_1 + Y_1 \sin \theta_1 - X'_1 \cos \theta'_1 - Y'_1 \sin \theta'_1) + \varepsilon(X_1 + X'_1) + a(Y_1 \cos \theta_1 - X_1 \sin \theta_1) + Y'_1 \cos \theta'_1 - X'_1 \sin \theta'_1 + [(X_2 - X'_2)H_1 - (Y_2 + Y'_2)b] - c \sum_{j=1}^2 [(X_{2j} + X'_{2j}) \sin \phi_1 + (Y_{2j} + Y'_{2j}) \times \cos \phi_1].$$

- для причепа

$$[I_1 + m_1 d_1^2] \times (\dot{\omega} - \ddot{\phi}_1) + m_1 d_1 \times [(\dot{V} - U\omega + c\omega^2) \times \sin \phi_1 + (V\omega - \dot{U} - c\omega^2) \times \cos \phi_1] = l_1 \sum_{i=1}^2 (Y_{2j} + Y'_{2j}) + M. \quad (1)$$

У системі рівнянь (1) прийняті наступні позначення:

$V_{a,n}, u_{a,n}$ – поздовжня і бокова проекції швидкості автобуса і причепа;

ϕ_1 – кут складання кінематично незалежних ланок автопоїзда;

$M=f(\phi_1, \dot{\phi}_1)$ – момент опору повороту причепа;

X_{ij}, Y_{ij}, Z_{ij} – поздовжні, бокові і вертикальні реакції опорної поверхні на колеса автопоїзда.

За умови лінеаризації системи рівнянь (1) визначена критична швидкість руху автопоїзда, яка записана у вигляді:

$$V_{kp}^2 = \frac{k_1 k_2 k_3 L_1 l_1^2}{kk \{m L_1 (k_1 a_1 - k_2 b) - m_1 L_1 k_2 l_1 + m_2 b_1 [k_1 (a + c) + k_2 (c - b) - k_1 \lambda]\} - m L_1 k_1 k_2 b \lambda + m_2 b_1 k_1 k_2 (c - b) \lambda}. \quad (2)$$

де k_i – коефіцієнт опору відделення коліс осей автопоїзда;

m, m_1 – маса автобуса і причепа;

kk – жорсткість рульового приводу автобуса;

a, b – відстань від центру мас автобуса до передньої і задньої осі;

c – відстань від центру мас автобуса до точки зчипки з причепом;

d_1, b_1 – відстань від центру мас автобуса до передньої і задньої осі;

L_1, l_1 – база автобуса і причепа;

λ – винос керованих коліс автобуса.

Про стійкість автопоїзда у прямолінійному русі можна судити по величині критичної швидкості руху автопоїзда та швидкості появи коливальної нестійкості.

Ці швидкості були розраховані за методикою, представленою у роботі [107]. Для цього вихідна система рівнянь (1) була лінеаризована. Після цього був знайдений визначник системи, розв'язок якого чисельними методами за допомогою програмного забезпечення Maple 14 і дав критичну швидкість руху автопоїзда.

Розрахунок критичної швидкості руху автопоїзда виконано за таких вихідних даних:

$m:=16000; m_1:=9900; a:=3.40; b:=2.085; c:=4.39; c_1:=3.98; d:=2.25; b_1:=2.25; L_1:=5.485; l_1:=4.5; \lambda:=0,0017; J:=41256; J_1:=34275; k_1:=90000; k_2:=170000; k_3:=295000; kk:=2020000.$

У результаті розрахунків критична швидкість склала автопоїзда $v_{кр}=35,21$ м/с.

Для автопоїздів критична швидкість прямолінійного руху, як правило, перевищує швидкість появи коливальної нестійкості, тобто про стійкість руху автопоїзда можна судити по його швидкості появи коливальної нестійкості [6], яка визначалася наступним чином. Послідовно зі збільшенням швидкості поступального руху автопоїзда знаходилися корені характеристичного рівняння. Поява першого додатного кореня свідчила про появу коливальної нестійкості, табл.1.

Таблиця 1– Корені характеристичного рівняння за прямолінійного руху автопоїзда

Швидкість, м/с	Корені характеристичного рівняння
28,5	$eigv:=-1.196854321 - 15.00638632 I, -1.196854321 + 15.00638632 I, -1.0732761330 - 1.8752327532 I, -1.0732761330 + 1.8752327532 I, -.9317354421 - 3.9767426351 I, -.9317354421 + 3.9767426351 I, -.0804327611 - 5.9372312365 I, -.0804327611 + 5.9372312365 I$
29,2	$eigv:=-1.176554315 - 13.80998651 I, -1.176554315 + 13.80998651 I, -.9732548760 - 1.1755327653 I, -.9732548760 + 1.1755327653 I, -.7637354430 - 3.4767346323 I, -.7637354430 + 3.4767346323 I, .0109427630 - 5.1379202343 I, .0109427630 + 5.1379202343 I$

Як слідує з таблиці 1, перший додатний корінь з'явився за швидкості 29,2 м/с, яку можна вважати швидкістю появи коливальної нестійкості руху автобуса. Ця швидкість на 17,06 % менша за критичну швидкість прямолінійного руху автопоїзда ($v_{кр}=35,21$ м/с) і в розрахунках стійкості необхідно приймати саме цю швидкість.

Для розгляду показників стійкості у загальному випадку руху автопоїзда необхідно інтегрування системи рівнянь (1). У перехідних режимах руху стійкість і керованість автопоїзда оцінюють за такими показниками [1]:

- кривизна повороту автобуса в залежності від кута повороту рульового колеса;
- різниця кутів відведення крайніх осей автобуса від швидкості усталеного колового руху або бічного прискорення;
- різниця курсових кутів ланок автопоїзда в залежності від бічного прискорення. Визначення цих показників здійснювалося за методикою [2].

За отриманими кутами відведення коліс осей визначалися бічні сили і коефіцієнт використання зчіпних сил на колесах окремих осей автопоїзда. Аналіз чисельних значень цього коефіцієнта для усіх осей автопоїзда дозволив установити, що за коефіцієнта зчеплення $\varphi=0,8$ (асфальтобетонне покриття) швидкість усталеного криволінійного руху обмежується стійкістю керованої осі автобуса. Для цієї осі коефіцієнт використання зчіпної сили раніше за інших досягає критичного значення, що дорівнює одиниці. При цьому втрата стійкості передньої осі по зчепленню її коліс з опорною поверхнею призводить до втрати керованості автопоїзда.

За величинами поздовжньої і кутової швидкості центра мас автобуса визначався радіус і кривизна траєкторії руху автопоїзда, а за величинами кутів відведення коліс його осей – кут дрейфу, із яких слідує, що причіпному автопоїзду притаманна незначна надлишкова поворотність (зі збільшенням швидкості руху автопоїзда кривизна збільшується).

Висновки.

1. Визначена критична швидкість руху, яка для автопоїзда склала $v_{кр}=35,21$ м/с. Показано, що критичній швидкості автопоїзда передують швидкості появи коливальної нестійкості. Ця швидкість для автопоїзда склала 29,2 м/с, вона на 17,06 % менша за критичну швидкість прямолінійного руху автопоїзда ($v_{кр}=35,21$ м/с) і в розрахунках стійкості необхідно приймати саме цю швидкість.

2. За величинами поздовжньої і кутової швидкості центра мас автобуса визначався радіус і кривизна траєкторії руху автопоїзда, а за величинами кутів відведення коліс його осей – кут дрейфу, із яких слідує, що причіпному автопоїзду притаманна незначна надлишкова поворотність (зі збільшенням швидкості руху автопоїзда кривизна збільшується). Це необхідно враховувати при створенні причіпних автобусних поїздів.

Література

1. <http://urbanua.org/dosvid/zakordonni-prykklady/225/Автоцентр.ua > kommercheskie > avtobus-s-pritsepom-274056/>
2. Омельницький О.С. Аналіз конструкції метробусів /О.С.Омельницький // Автошляховик України. – 2018, №3, С.7-11.
3. Ren Luo. Hunting stability analysis of train system and comparison with single vehicle model //April 2008 Journal of Mechanical Engineering 44(04) DOI: 10.3901/JME.2008.04.184

4. Modeling and analyses of a connected multi-car train system employing the inerter/ Hsueh-Ju Chen, Wei-Jiun Su¹ and Fu-Cheng Wang¹//Special Issue Article .Advances in Mechanical Engineering 2017, Vol. 9(8) 1–13, 2017 DOI: 10.1177/1687814017701703
5. The vertical motion lateral stability of road vehicle trains/_https://trid.trb.org/view/112747
6. Nonlinear stability control of autonomous vehicles: a MIMO D2-IBC solution Author links open overlay panel O.Galluppi, S.Formentin,, C.Novara, S.M.Savaresi // IFAC-PapersOnLine. Volume 50, Issue 1, July 2017, Pages 3691-3696
7. Сахно В.П. Маневреність метробуса/В.П.Сахно, В.В.Біліченко, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //Вісник машинобудування та транспорту: науковий журнал /Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет – Вінниця: ВНТУ, № 2(8), 2018. – С.106-118.