

матизация производственных процессов: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – Львов: Изд-во ЛПИ. – 1990. – Вып. 29. – С. 40–45. 8. Грень Я.М. Грицай І.С., Равська Н.С. Експрес – аналіз динаміки еквівалентної пружної системи зубофрезерного верстата // Вісн. Житомир. інженерно-технологічного ін-ту. – 2001. – С. 120–128.

УДК 629.113-592

В.А. Дем'янюк

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра автомобілебудування

## АНАЛІЗ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОБУСІВ ТА СИНТЕЗ ЇХ ГАЛЬМОВИХ КЕРУВАНЬ

© Дем'янюк В.А., 2004

**Запропоновано методику комплексного аналізу процесу гальмування автобусів та синтезу їх гальмівних керувань, в якій використовується удосконалений метод векторної оптимізації і на підставі якої розв'язана низка практичних задач.**

**The offered methods of the complex analysis of the process of the braking bus and syntheses their brake systems, in which is used advanced method to vector optimization and on the grounds of which is solved row of the practical problems.**

Підвищення активної безпеки автобусів за рахунок оптимізації їх гальмівних систем має важливе практичне значення, оскільки в остаточному результаті скероване на зменшення кількості дорожньо-транспортних подій за участю автобусів.

У науково-технічній літературі, в якій йдеться про гальмове керування автомобілів, основна увага приділена проектуванню та дослідженню окремих вузлів [1, 2] або ж питанням аналізу гальмування [3], але з використанням спрощених математичних моделей.

Ця робота виконана на базі нових математичних моделей гальмуючого автобуса, які враховують підсистеми “кермове керування”, “підвіска”, “водій”, а взаємодія коліс з дорогою в площині дороги описується неперервними функціями коефіцієнтів поздовжніх та поперечних сил, які залежать від сумарного проковзування коліс. У роботі удосконалена також методика векторної оптимізації, яка використана під час синтезу гальмівних керувань.

Метою цієї роботи є розроблення методики і проведення комплексного аналізу процесу гальмування автобусів та синтезу їх гальмівних керувань з використанням нових математичних моделей гальмуючого автобуса та удосконаленого методу векторної оптимізації.

Згідно із засадами системотехніки основні задачі аналізу системи полягають у дослідженні впливу її параметрів на функціональні характеристики та критерії ефективності системи.

До компонент вектора внутрішніх параметрів  $X$  відкритої ергатичної системи „гальмуючий автобус” віднесемо:  $X_K$  – вектор параметрів, що залежать від конструктивних особливостей системи;  $X_E$  – вектор експлуатаційних параметрів;  $X_{ЗБ}$  – вектор збурень;  $X_B$  – вектор керуючих дій водія.

Для ранжування компонент векторів внутрішніх параметрів з погляду їх впливу на той чи інший зовнішній параметр (оціночний показник) використовувалися розроблені математичні моделі [4] і визначалися коефіцієнти варіації оціночних показників при зміні згаданих компонент. Після ранжування встановлено, що найсуттєвішими компонентами вектора  $X_K$  є маса автобуса  $M$ , координати  $a$  і  $h$  центра мас, сумарний гальмівний момент  $\Sigma M_G$ , коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями автобуса  $\beta$ , вектора  $X_E$  – швидкість  $V$  та коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою  $\phi$ , а вектора  $X_{ЗБ}$  – коефіцієнти нерівності гальмівних моментів на лівих  $K_{Г1}$  та правих  $K_{Г2}$  колесах окремо передньої та задньої осей.

Як основні компоненти вектора зовнішніх параметрів прийняті скалярні  $X_{\Gamma}$  та  $Y_{\Gamma}$  критерії ефективності екстреного гальмування автобуса [5].

В основу методики проведення досліджень покладено одержання трикомпонентних аналітичних та графічних залежностей. Для цього була розроблена програма моделювання процесу гальмування автобуса, а також використовувалася теорія математичного планування експерименту.

Рис. 1 і 2 ілюструють вплив маси автобуса середнього класу та відносних значень координат центра мас  $a/L$  і  $h/L$  на критерії ефективності (тут  $V_0 = 16,67$  м/с;  $\varphi = 0,8$ ;  $K_{\Gamma 1} = 13$  %,  $L$ -колiсна база автобуса). Із збільшенням маси автобуса значення критерію  $X_{\Gamma}$  зростає. Він також збільшується з ростом  $h/L$  та зі зменшенням  $a/L$ , оскільки при цьому нормальні реакції на задніх колесах зменшуються, що пришвидшує їх блокування. Аналогічно є також тенденція зміни критерію  $Y_{\Gamma}$  зі зміною вищезгаданих чинників, за винятком випадку великої маси ( $M=16000$ кг), при якій задані колеса не блокуються і критерій  $Y_{\Gamma}$  суттєво зменшується. З цих рисунків видно, при яких комбінаціях досліджуваних чинників критерії  $X_{\Gamma}$  та  $Y_{\Gamma}$  перевищують нормативні значення ( $[X_{\Gamma}] = 36,7$ м;  $[Y_{\Gamma}] = 1,75$ м).

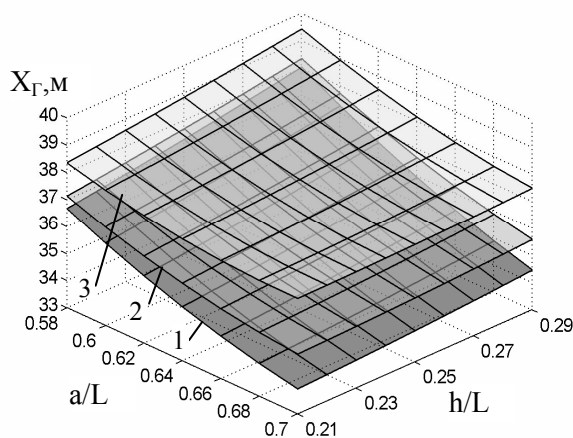


Рис. 1. Вплив маси автобуса та координат центра мас на максимальне поздовжнє переміщення габаритних точок автобуса:  
1 –  $M=12000$  кг; 2 –  $M=14000$  кг;  
3 –  $M=16000$  кг

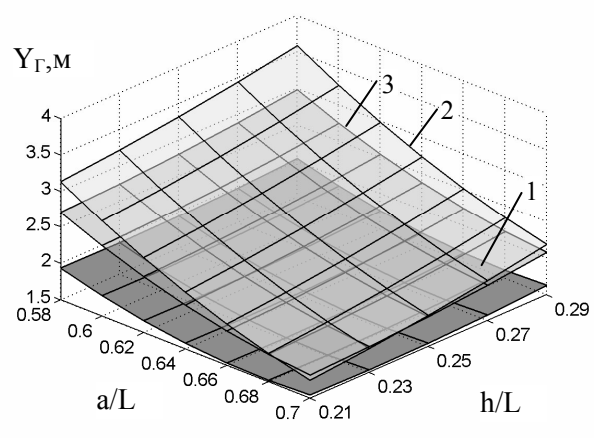


Рис. 2. Вплив маси автобуса та координат центра мас на максимальне поперечне переміщення габаритних точок автобуса:  
1 –  $M=12000$  кг; 2 –  $M=14000$  кг;  
3 –  $M=16000$  кг

Побудовані за результатами досліджень інтерполяційні залежності (1) і (2) належать до експрес-моделей, використовуючи які можна здійснювати швидко оцінку гальмівних властивостей автобусів. За необхідності, поглиблену і точнішу оцінку слід здійснювати за допомогою комп'ютерних програм, складених для повних математичних моделей:

$$X_{\Gamma} = 108,28 - 0,427 \cdot 10^{-2} M - 154,68 a/L + 65,249 h/L + 0,34 \cdot 10^{-2} M a/L + 0,958 \cdot 10^{-7} M^2 + 85,333 (a/L)^2 ; \quad (1)$$

$$Y_{\Gamma} = 35,085 - 0,637 \cdot 10^{-4} M - 92,795 a/L + 5,893 h/L + 0,207 \cdot 10^{-2} M a/L - 0,428 \cdot 10^{-7} M^2 + 44,088 (a/L)^2 . \quad (2)$$

За аналогічною методикою проводився аналіз впливу інших параметрів. Встановлено, що для автобусів середнього класу коефіцієнт нерівності гальмівних моментів на передніх колесах не повинен перевищувати 8 %, а на задніх – 10 %.

Досліджено явище самоповертання керованих колiс під час гальмування, яке виникає при нерівності гальмівних сил на передніх колесах і недостатній жорсткості кермового приводу, а також при рівних гальмівних силах, але різних податливостях частин кермового приводу, з'єднаних з лівим та правим колесами. Проведено кількісний аналіз впливу самоповертання на курсовий кут  $\gamma$  та бокове зміщення  $Y_{\Gamma}$  автобуса при гальмуванні. Так, якщо співвідношення між гальмівними

силами на правому та лівому керованих колесах, який дорівнює  $0,77$ , то при недостатній кутовій жорсткості кермового приводу, зведений до осі шкворня керованого колеса ( $70 \text{ кНм/рад}$ ), наприкінці гальмування одержуємо  $\gamma = 39^0$  і  $Y_{\Gamma} = 5,5\text{м}$ .

У математичну модель була введена двовимірна передатна функція водія, що забезпечило замкнутість відкритої ергатичної системи „гальмуючий автобус”. Моделюванням встановлено, що використання запропонованої математичної моделі водія сприяє гашенню занесення задньої осі автобуса і зменшує в 5–6 разів кут його повороту під час гальмування. Але при збільшенні часу реакції водія до 1с гашення занесення задньої осі є ефективним лише при  $V \leq 9\text{м/с}$ , а при більших швидкостях ефект досягався тільки при задіянні обох каналів двовимірної передатної функції водія – зменшення зусилля на гальмовій педалі з одночасним поворотом кермового колеса у бік занесення задньої осі.

При проектуванні гальмових керувань автобусів до послуг проектувальників є великий вибір елементів гальмових керувань не тільки автобусів, але і близьких за параметрами автомобілів, що, з одного боку, розширює свободу для проектувальників, а з іншого, – актуалізує питання оптимального (у певному сенсі) проектування. Враховуючи це, задачу знаходження таких параметрів гальмового керування автобусів, які б одночасно задовольняли вимоги, що ставляться до його робочої, запасної та стоянкової гальмівних систем і мінімізували б його вартість, можна звести до задачі оптимального синтезу.

Загальне формулювання технічного завдання на проектування гальмівної системи можна дати у такій постановці: визначити основні параметри гальмового керування автобуса з умови виконання вимог регламентуючих документів до показників процесу гальмування з одночасним забезпеченням мінімальної вартості системи  $W$ .

На підставі аналізу нормативних документів [6, 7] сформовано вектор зовнішніх параметрів системи, що регламентуються згаданими документами. До компонент цього вектора ввійшли гальмівні шляхи та сповільнення, що реалізуються при випробуваннях 0, I і II робочої гальмової системи, а також показники ефективності запасної, стоянкової та допоміжної гальмових систем. Враховані також показники часу спрацювання контурів приводу та допустимі межі зміни коефіцієнта розподілу сумарної гальмової сили. Всього до вектора зовнішніх параметрів ввійшли 33 компоненти.

Вектор внутрішніх параметрів сформований з врахуванням можливості встановлення на кожен вісь автобуса А-144 2-х варіантів мостів, які задовольняють вимоги щодо допустимого статичного навантаження на осі цього автобуса, тягово-швидкісним властивостям, плавності руху і т. ін., але мають різні варіанти гальмових механізмів. Отже, передні осі: № 1-керована вісь з барабанными гальмовими механізмами виробництва Миронівського автоагрегатного заводу; № 2 – керована вісь А-702.21-3100 з дисковими гальмами фірми RABA. Задні мости: № 3 – міст А106.13-3300 з барабанными гальмовими механізмами фірми RABA; № 4 – міст АU-11184 з барабанными гальмовими механізмами цієї ж фірми. Приймалося, що як силові пристрої гальмових механізмів можуть використовуватися гальмові камери 4-х типів – 16, 20, 24 і 30, причому перші три камери використовуються для передніх осей, а останні три – на задніх мостах. У кожному з барабанных гальмівних механізмів важіль вала розтискного кулачка може використовуватися з двома значеннями плеча:  $i_1 = 0,15 \text{ м}$ ;  $i_2 = 0,165 \text{ м}$ . Отже, з наявних у проектувальника 6-ти наборів елементів гальмівних систем, які потенційно придатні для цього автобуса, можна скомпонувати 108 варіантів гальмівної системи, що і визначає розмірність вектора внутрішніх параметрів.

На підставі матриці внутрішніх параметрів розміром  $6 \times 108$  за допомогою розробленої програми була розрахована матриця зовнішніх параметрів розміром  $33 \times 108$ . Після вилучення з останньої вектор-рядків, які не задовольняють критеріальні обмеження, а також процедури виділення Парето-оптимальних (ефективних) вектор-рядків кількість досліджуваних варіантів зменшилась зі 108 до 19. Мінімального значення критерій ефективності досяг в 17-му варіанті:  $W_{\min} = 38,74 \text{ тис.грн}$ . Отже, вимоги регламентуючих документів [6, 7] до показників процесу гальмування автобуса А-144 та мінімальну вартість забезпечує такий оптимальний проект гальмівного керування: на передній осі –

барабанні гальмівні механізми з віссю Миронівського автоагрегатного заводу, гальмівними камерами типу 20 та довжиною важеля розтискного кулачка 0,15 м; на задній осі – барабанні гальмівні механізми з мостом фірми RABA (A106.13-3300), гальмівними камерами типу 24 та довжиною важеля – 0,15 м. Цей варіант гальмівного керування реалізований на автобусі А-144.

Коефіцієнт зчеплення коліс за дорогою, при якому відбувається повне використання сил зчеплення передніх та задніх коліс з дорогою, позначають  $\varphi_0$  і називають оптимальним. Нормативними документами [6, 7] для транспортних засобів категорій  $M_2$  та  $M_3$  регламентується  $\varphi_0 = 0,3$ , тобто вважається допустимим випереджувальне блокування задніх коліс у діапазоні  $\varphi = 0,3 \dots 0,8$ . Нижче математичним моделюванням процесу гальмування автобуса з використанням розроблених математичних моделей аналізується коректність цієї норми.

Моделюванням встановлено, що нормований критерій  $\bar{Y}_\Gamma \leq 1$ , тобто знаходиться в межах допустимого коридору, лише після певного значення  $\varphi = \varphi_0$ , причому величина  $\varphi_0$ , зростає з ростом  $K_\Gamma$  та початкової швидкості  $V_0$ . Так, при  $K_{\Gamma 1} = 13\%$  критерій  $\bar{Y}_\Gamma \leq 1$  лише при  $\varphi_{02} \geq 0,49$ , а у випадку  $K_{\Gamma 1} = 9\%$  – при  $\varphi_{01} \geq 0,4$ . Отже, при допустимому значенні  $K_{\Gamma 1} = 9\%$  і початковій швидкості, при якій проводяться випробування 0 ( $V_0 = 60 \text{ км/г}$ ), слід приймати  $\varphi_0 = 0,4$ , тобто випередження блокування задніх коліс можна допускати лише при  $\varphi \geq 0,4$ , в той час як нормативні документи рекомендують це робити при  $\varphi \geq 0,3$ , що ставить під сумнів коректність такої рекомендації.

Разом з тим згадані нормативні документи регламентують величину  $\varphi_0$  безвідносно до початкової швидкості  $V_0$ , в той час як згідно з проведеними нами дослідженнями значення  $\varphi_0$  зростає зі збільшенням  $V_0$ . Залежність  $\varphi_0(V_0)$  слід встановлювати для кожного автобуса окремо або ж для групи автобусів, близьких за своїми параметрами. Ефект залежності оптимального коефіцієнта значення  $\varphi_0$  від початкової швидкості  $V_0$  слід враховувати під час синтезу законів регулювання гальмівних сил, а також при створенні нових трисигнальних регуляторів гальмівних сил, які повинні реагувати не тільки на інтенсивність гальмування та масу автотранспортного засобу, але і на його початкову швидкість  $V_0$ .

Одним із проявів нестабільності характеристик елементів гальмівної системи є нерівність гальмівних моментів на лівих та правих колесах автобуса. Як вже зазначалося, кількісна оцінка вказаної нерівності здійснюється за допомогою коефіцієнтів нерівності гальмівних моментів на передньому мосту  $K_{\Gamma 1}$ , на задньому мосту  $K_{\Gamma 2}$  та бортової нерівності  $K_\Gamma$ . Виникає задача, як з врахуванням цього факту вибрати найкращим чином основні параметри гальмівної системи. Розв'яжемо цю задачу, використовуючи методику векторної оптимізації.

Задачу оптимального проектування сформулюємо так. Заданий вектор внутрішніх параметрів з компонентами  $\Sigma M_\Gamma$  і  $\beta$  та системою обмежень, а також вектор зовнішніх параметрів з компонентами  $\bar{X}_i$  та  $\bar{Y}_i$  ( $i = 1 \dots 6$ ) і відповідними обмеженнями. Зв'язок між зовнішніми та внутрішніми параметрами описується системою диференціальних рівнянь [4]. Необхідно знайти оптимальні значення компонент  $\Sigma M_{\Gamma \text{ опт}}$  і  $\beta_{\text{ опт}}$  вектора внутрішніх параметрів, які забезпечують мінімум векторному критерію ефективності екстреного гальмування  $Q$  [5]. Компоненти  $\bar{X}_i$  та  $\bar{Y}_i$  – це нормовані скалярні критерії ефективності екстреного гальмування [5] при  $K_{\Gamma 1} = 8\%$ ,  $K_{\Gamma 2} = 10\%$  і  $K_\Gamma = 9\%$  для автобуса в спорядженому стані та з повною масою.

Методика визначення компонент матриці зовнішніх параметрів з відсіюванням вектор-рядків, які не задовольняють критеріальні обмеження та виділення Парето-оптимальних вектор-рядків не відрізняється від методики, викладеної в роботах [8, 9]. Подальший розвиток методики полягав у такому. Вектор-стовпці скалярних критеріїв ефективності були поділені на 4 групи рівносуттєвих критеріїв і в межах кожної групи визначились статистичні вагові коефіцієнти, за допомогою яких вектор зовнішніх параметрів був згорнутий до 4-х узагальнених критеріїв. На їх підставі розраховувався векторний критерій ефективності  $Q$  і за його допомогою вибирався такий вектор-рядок, для якого згаданий критерій досягав мінімального значення.

Для проведення вищезгаданих процедур створені відповідні комп'ютерні програми. У результаті синтезу основних параметрів гальмівного керування автобуса особливо малого класу масою 1700 кг одержано:  $\Sigma M_{\text{гопт}} = 6200 \text{ Нм}$ ;  $\beta_{\text{гопт}} = 0,7$ .

За аналогічною методикою визначалися також оптимальні параметри алгоритму модифікованого індивідуального регулювання антиблокувальної системи (АБС) автобуса.

Зі збільшенням швидкостей  $V_1$  та  $V_2$ , при яких здійснюється перехід з алгоритмічного принципу SL (одночасне регулювання обома гальмами моста за сигналом колеса, яке знаходиться у гірших за зчепленням умовах) на алгоритмічний принцип IR (індивідуальне регулювання колісних гальм) відповідно на передніх та задніх колесах, поздовжній критерій ефективності  $\bar{X}_r$  (гальмівний шлях) зменшується, але збільшується поперечний критерій ефективності  $\bar{Y}_r$ , тобто поперечне відхилення автобуса. Очевидно, що можна знайти такі значення швидкостей  $V_1$  і  $V_2$ , при яких згадані критерії не вийдуть за межі нормативних значень, а сформований на їх підставі векторний критерій ефективності досягне мінімального значення. Знаходження таких значень  $V_1$  та  $V_2$  можна здійснити формулюванням та розв'язуванням задачі оптимального синтезу.

Як компоненти вектора внутрішніх параметрів приймаємо згадані вище значення швидкостей  $V_1$  та  $V_2$ .

При формуванні вектора зовнішніх параметрів врахуємо вимоги нормативних документів [6, 7] до випробувань АБС на "міксті", тобто на ділянці дороги, на якій коефіцієнти зчеплення під лівими та правими колесами повинні відрізнятися не менше ніж вдвічі при максимальному рівні коефіцієнта зчеплення  $\varphi_{\text{max}} \geq 0,5$ . При цих випробуваннях реалізована питома гальмівна сила  $\gamma_\tau$  автобуса з повною масою та двигуном, від'єднаним від трансмісії, повинна задовольняти вимоги:

$$\gamma_\tau \geq 0,15(4\varphi_{\text{min}} + \varphi_{\text{max}});$$

$$\gamma_\tau \geq \varphi_{\text{min}}.$$

Допускається також обмежена корекція траєкторії руху автобуса поворотом кермового колеса не більше ніж на  $240^\circ$  в цілому (за перші дві секунди не більше  $120^\circ$ ). Під час випробувань зовнішня частина жодної шини не повинна перетинати межу між поверхнями дороги з високим та низьким коефіцієнтами зчеплення.

Для підвищення об'єктивності результатів сформульовані вище вимоги до "міксту" виразимо через два варіанти співвідношень:  $\mu_{\text{max}} = \varphi_{\text{max}} / \varphi_{\text{min}} = 0,8 / 0,2$ ;  $\mu_{\text{min}} = \varphi_{\text{max}} / \varphi_{\text{min}} = 0,8 / 0,4$ . Перший варіант створює умови для виникнення максимального обертального моменту, а при другому варіанті слід очікувати реалізації найбільшого значення  $\gamma_\tau$ .

Як перші два компоненти  $\bar{X}_1$  та  $\bar{X}_2$  вектора зовнішніх параметрів використовуємо нормовані значення питомих гальмівних сил, які реалізуються відповідно при першому та другому варіантах "міксту". Ще чотири компоненти  $\bar{Y}_i$ , ( $i = 1..4$ ) вектора зовнішніх параметрів – це нормовані значення найбільшого поперечного переміщення зовнішніх поверхонь шин у напрямку межі між поверхнями дороги з високим та низьким коефіцієнтами зчеплення ( $\bar{Y}_1$  та  $\bar{Y}_2$  – для повної маси відповідно при  $\mu_{\text{max}}$  та  $\mu_{\text{min}}$ ;  $\bar{Y}_3$  та  $\bar{Y}_4$  – для спорядженої маси відповідно при  $\mu_{\text{max}}$  та  $\mu_{\text{min}}$ ).

Задачу оптимального проектування можна сформулювати так. Заданий вектор внутрішніх параметрів з компонентами  $V_1$  і  $V_2$  та обмеженнями  $15 \text{ км/г} \leq V_i \leq 50 \text{ км/г}$ , ( $i = 1,2$ ), а також вектор зовнішніх параметрів з компонентами  $\bar{X}_1, \bar{X}_2$  і  $\bar{Y}_1 \dots \bar{Y}_4$  та обмеженнями  $\bar{X}_i \leq 1$ , ( $i = 1,2$ ) та  $\bar{Y}_i \leq 1$  ( $i = 1..4$ ). Зв'язок між зовнішніми та внутрішніми параметрами описується системами диференціальних рівнянь [4]. Необхідно знайти оптимальні значення компонент  $V_1$  та  $V_2$  вектора внутрішніх параметрів, які забезпечують мінімум векторному критерію ефективності гальмування автобуса на "міксті"  $Q$ , сформованому із компонент  $\bar{X}_i$  та  $\bar{Y}_i$  вектора зовнішніх параметрів.

Після проведення процедур, викладених у попередній задачі, одержуємо оптимальні значення швидкостей, при яких доцільно здійснювати перехід з алгоритмічного принципу SL на алгоритмічний принцип IR. Для автобуса А-092 вони становлять:  $V_1 = 30$  км/г;  $V_2 = 35$  км/г.

**Висновки.** 1. Одержані інтерполяційні залежності для швидкої оцінки впливу різних чинників на гальмівні властивості автобусів.

2. Вперше досліджено явище самоповертання керованих коліс автобуса під час гальмування та з'ясовано його вплив на гальмівні властивості автобусів.

3. Розв'язані такі задачі синтезу гальмівного керування автобусів: комплектування гальмівної системи альтернативними складовими з умови її мінімальної вартості; визначення оптимальних значень сумарного гальмівного моменту, коефіцієнта розподілу сумарної гальмівної сили, коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою та параметрів алгоритму модифікованого індивідуального регулювання антиблокувальної системи автобуса.

4. Запропонована методика аналізу гальмування автобусів та синтезу їх гальмових керувань може бути використана під час вирішення аналогічних питань для інших автотранспортних засобів.

1. *Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: Учеб. пособие для вузов / А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Авушко и др. – Минск: Выш. шк., 1987. – 200 с.* 2. *Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, В.И. Кирчатый. – Харьков: Издательство ХГАДТУ, 2000. – 472 с.* 3. *Иларионов В.А., Пчелин И.К. Анализ тормозной динамичности автобуса // Тр. ВКЭИАВТОБУСПРОМА. – Львов, 1975. – С. 66–76.* 4. *Дем'янюк В.А. Математичне моделювання системи “гальмуючий автобус” // Зб. наук. пр. “Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів”. – Львів, 2000. – Вип. 4. – С. 55–62.* 5. *Дем'янюк В. А. Векторний критерій ефективності екстреного гальмування автомобіля // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2001. – С. 52–57.* 6. *ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій M, N і O стосовно гальмування. – К., 2002. – 193 с.* 7. *Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения (Правила № 13 ЕЭК ООН). – Женева, 1998. – 261 с.* 8. *Соболь И.М., Статников Р.Б. Наилучшие решения – где их искать. – М.: Знание, 1982. – 64 с.* 9. *Дем'янюк В.А., Нагорняк С.Г., Артем'єва Н.В. Багатокритеріальний вибір конструктивних рішень при проектуванні гальмового керування автомобіля // Матеріали Міжнар. конф. “Розрахункові та дослідницькі методи в розвитку систем автомобілів і машин”. – Жешув: Жешувська політехніка, 1991. – С. 23–29.*