

Харченко Є. В.

Підгайний Т. Ю.

Національний
університет
„Львівська
політехніка”

УДК 629.113.001

ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ КУЗОВА АВТОБУСА ЛАЗ А152

Рассматриваются результаты определения низших собственных частот крутильных колебаний кузовов транспортных средств. Рассчитано и проанализировано собственные частоты крутильных колебаний кузова автобуса ЛАЗ А152.

Results of calculation of lowest proper frequencies of torsion oscillations of body of vehicle are reviewed. Proper frequencies of torsion oscillations of body of the bus LAZ A152 are calculated and analysed.

Постановка проблеми. Кузов є важливим елементом транспортного засобу, оскільки від його конструкції і технічних характеристик суттєво залежать загальна маса, вартість та експлуатаційна надійність автомобіля чи автобуса. Особлива роль конструкції кузова пояснюється тим, що вона є базовою несівною системою для встановлення і функціонування силового агрегату, трансмісії, підвіски, систем керування, спеціального обладнання тощо. Вимоги щодо статичної міцності, динамічних характеристик та матеріаломіцності кузова постійно зростають, тому конструкції кузовів неперервно вдосконалюються. Сучасний кузов транспортного засобу – це продукт розвитку науки, техніки та технологій. Навіть найсучасніші кузови з часом втрачають свій рівень, тому постає потреба вдосконалювати їх конструкцію, методику проектування і технологію виготовлення.

Особливе місце серед автотранспортних засобів займають автобуси, оскільки вони перевозять велику кількість пасажирів, що зумовлює підвищені вимоги до їх безпеки, надійності та відповідності санітарно-екологічним нормам. Значною мірою ці вимоги визначаються саме конструкцією кузова.

Жорсткість кузова автобуса на кручення і згин та його частотні характеристики визначаються загальною конструкцією каркаса автобуса, розмірами його основних складових, таких як лонжерони, бокові стійки тощо, та забудовою днища, боковин і даху. В конструкторських бюро автобусобудівних

підприємств і проектних установ, які діють на території України, каркаси автобусів в цілому і поелементну забудову їх основних формоутворюючих поверхонь проектують, спираючись в першу чергу на досвід, традиції та інтуїцію. Жорсткісні властивості кузова перевіряють експериментально на дослідному зразку автобуса, коли внесення змін в конструкцію є утрудненим. Власні частоти кузова на практиці взагалі не визначають через трудомісткість і тривалість теоретичних або експериментальних досліджень. Такі дослідження проводять лише деякі закордонні автомобілебудівні підприємства, які, безперечно, мають значні науково-технічні, виробничі і матеріальні ресурси.

Нижчі власні частоти коливань кузова транспортного засобу необхідно визначати для уникнення явища резонансу, що може виникнути внаслідок збіжності власної частоти коливань кузова з:

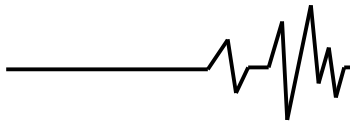
- частотою коливань силового агрегату, інших підресорених, а також непідресорених елементів як твердих тіл;

- частотою вимушених коливань системи, збуджених роботою двигуна чи іншого обладнання, встановленого на кузові;

- частотою обертання коліс;

- частотою вимушених коливань транспортного засобу, спричинених нерівностями дорожнього покриття.

Частотні характеристики кузова транспортного засобу суттєво впливають на його втомну міцність, корозійну стійкість, та на рівень створюваного ним під час руху шуму, що



не повинен перевищувати значень, встановлених відповідними нормативними документами.

Тому актуальною задачею залишається розроблення методики визначення жорсткісних і частотних характеристик кузова на етапі проектування.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Дослідженню жорсткісних і міцнісних характеристик автобусних кузовів присвячено багато праць [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8], проте, методологія визначення їх нижчих власних частот опрацьована недостатньо. У працях [9], [10] запропоновано методику визначення нижчих власних частот крутильних коливань кузовів автомобілів з використанням континуалізованих розрахункових моделей.

Постановка задачі. В даній статті визначаються нижчі власні частоти крутильних

коливань кузова автобуса ЛАЗ А152 з застосуванням континуалізованої розрахункової моделі [10].

Досліджуваний транспортний засіб – міський автобус з низьким рівнем підлоги та плоским каркасом основи. З огляду на особливості конструкції забезпечення необхідної жорсткості каркасу автобуса є утрудненим. Тому визначення жорсткісних і динамічних характеристик кузовів даного типу є особливо актуальним.

Основний матеріал. На рис. 1. зображено автобус ЛАЗ А152 і вказано його основні розміри, які використовуються в розрахунках: $l=12\text{м}$ – довжина кузова, $l_b=5,855\text{м}$ – база автобуса, $b=2,55\text{м}$ – ширина кузова, $d=2,096\text{м}$ – колія передніх коліс, $h=2,61\text{м}$ – висота кузова.

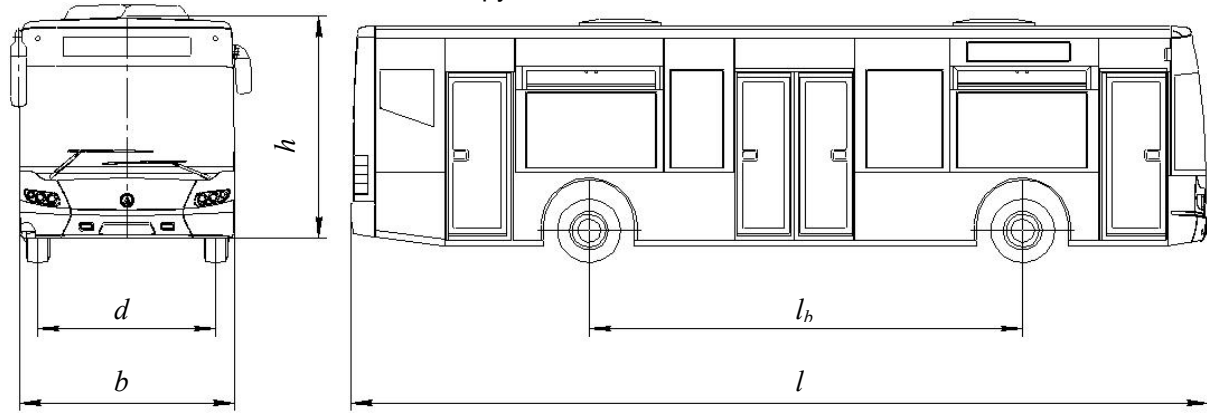


Рис. 1. Автобус ЛАЗ А152

Для проведення розрахунків приймаємо такі припущення: кузов автобуса має форму паралелепіпеда; жорсткість усіх граней на зсув є однаковою; жорсткість усіх ребер на згин є однаковою; висота і ширина кузова автобуса

становлять $a=(b+h)/2$; кузов автобуса є симетричним відносно поздовжньої осі x . В результаті отримуємо розрахункову модель, зображену на рис. 2.

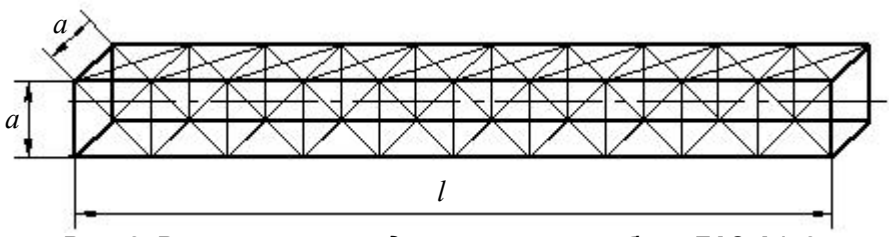


Рис. 2. Розрахункова модель кузова автобуса ЛАЗ А152

Для аналізу крутильних коливань даної моделі використовуємо рівняння амплітудних функцій [10], що визначає форми коливань і дає можливість знайти власні частоти.

$$X^{IV} - \alpha^2 X'' - k^4 X = 0, \quad (1)$$

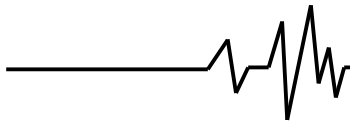
де X – амплітудна функція, що залежить від відносної поздовжньої координати перерізу ξ ; α, k – сталі коефіцієнти.

Відносна поздовжня координата перерізу $\xi=x/l$, де x – абсолютна координата, l – довжина кузова.

Коефіцієнти α і k визначаються залежностями

$$\alpha = \sqrt{\frac{s}{REI}}, \quad k = \sqrt[4]{\frac{l^4 \rho I_p p^2}{4R^2 EI}},$$

де



$$s = \frac{GI_{\delta\delta}}{R} + \frac{lc}{\sqrt{2}}, \quad c = \frac{c_0 R}{\sqrt{2}l}, \quad I_p = a^3 m / (3\rho l).$$

Тут R – радіус циліндра, твірними якого є ребра розрахункової моделі; I – середнє арифметичне значення осьового моменту інерції поперечного перерізу верхнього і нижнього брусів кузова автобуса; $I_{p\delta}$ – середнє арифметичне значення полярного моменту інерції поперечного перерізу верхнього і нижнього брусів кузова автобуса; c_0 – жорсткість грані розрахункової моделі на зсув; E – модуль пружності матеріалу каркаса автобуса першого роду; G – модуль пружності матеріалу каркаса автобуса другого роду; m – повна конструктивна маса автобуса або споряджена маса автобуса; ρ – густина матеріалу верхнього і нижнього брусів кузова автобуса; p – шукана власна циклічна частота коливань.

Значення параметрів розрахункової моделі досліджуваної конструкції кузова у розрахунках приймаємо такими: $R=1,814\text{м}$; $I = 755955 \cdot 10^{11} \text{ м}^4$; $I_{p\delta} = 2202480 \cdot 10^{12} \text{ м}^4$; $c_0 = 1446286 \text{ Н/рад}$; $E = 2,03 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$; $G=0,74 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$; $m=14900\text{кг}$ або $m=8800\text{кг}$; $\rho=7871 \text{ кг/м}^3$.

Розв'язок рівняння (1) має вигляд:

$$X = X_1(\xi)X(0) + X_2(\xi)X'(0) + X_3(\xi)X''(0) + X_4(\xi)X'''(0). \quad (2)$$

Згідно з методом початкових параметрів складаємо матричну рівність

$$\begin{pmatrix} X(\xi) \\ X'(\xi) \\ X''(\xi) \\ X'''(\xi) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_1(\xi) & X_2(\xi) & X_3(\xi) & X_4(\xi) \\ X_1'(\xi) & X_2'(\xi) & X_3'(\xi) & X_4'(\xi) \\ X_1''(\xi) & X_2''(\xi) & X_3''(\xi) & X_4''(\xi) \\ X_1'''(\xi) & X_2'''(\xi) & X_3'''(\xi) & X_4'''(\xi) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} X(0) \\ X'(0) \\ X''(0) \\ X'''(0) \end{pmatrix}, \quad (3)$$

де $X_i(\xi)$ – фундаментальна система інтегралів (функцій Крилова) рівняння (1) [11].

Оскільки жорсткість пружних елементів підвіски є значно меншою, ніж жорсткість

кузова, підвіска майже не впливає на деформаційні коливання системи. Тому наявністю опор кузова нехтуємо. Для визначення власних частот враховуємо граничні умови розв'язування рівняння (1), які записуємо у вигляді

$$\frac{4R^2 EI}{l^3} X''' - \frac{4Rs}{l} X' = 0, \quad \text{якщо } \xi=0, \xi=1; \quad (4)$$

$$\frac{EI}{l^2} X''' = 0, \quad \text{якщо } \xi=0, \xi=1.$$

Звідси отримуємо

Сумісно розглядаючи (5), (4) та (3), і беручи до уваги умову існування ненульових

$$X''' = 0, \quad X' = 0. \quad (5)$$

розв'язків диференціального рівняння (1), отримуємо

$$\begin{vmatrix} X_1'(\xi) & X_3'(\xi) \\ X_1'''(\xi) & X_3'''(\xi) \end{vmatrix} = 0. \quad (6)$$

Розкриваючи визначник у залежності (6), отримуємо трансцендентне рівняння для визначення власних частот:

$$\sin(\lambda_1) \text{sh}(\lambda_2) \lambda_1 \lambda_2 ((\lambda_1)^2 + (\lambda_2)^2)^2 = 0, \quad (7)$$

де

$$\lambda_1 = \sqrt{-\frac{\alpha^2}{2} + \sqrt{\frac{\alpha^4}{4} + k^4}}, \quad (8)$$

$$\lambda_2 = \sqrt{-\frac{\alpha^2}{2} - \sqrt{\frac{\alpha^4}{4} + k^4}}$$

Розв'язуючи рівняння (7) числовим методом, отримуємо власні циклічні частоти крутильних коливань кузова автобуса А152 з повною конструктивною масою або зі спорядженою масою p_i ($i=1, 2, 3, \dots$). Обчислені значення п'яти нижчих власних частот в герцах $v_i = p_i / (2\pi)$, ($i=1, 2, 3, 4, 5$) наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

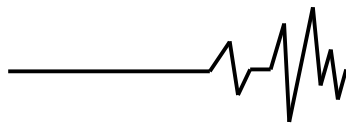
Числові значення п'яти нижчих власних частот кузова автобуса А152

Позначення п'яти нижчих власних частот крутильних коливань	v_1	v_2	v_3	v_4	v_5
Числові значення власних частот кузова автобуса з повною конструктивною масою, Гц	37,2	53,9	80,9	125,4	199,7
Числові значення власних частот кузова автобуса з спорядженою масою, Гц	49,4	67,7	96,8	145,2	217,8

Очевидно, що власні частоти кузова з повною конструктивною масою є меншими ніж відповідні частоти системи зі спорядженою масою.

Аналізуючи отримані значення частот, оцінюємо, чи можливе виникнення резонансних

коливань на частотах вібрацій інших систем автобуса. Діапазони частот, на яких переважно відбуваються коливання основних елементів автобуса подані в таблиці 2. згідно з [8].



Таблиця 2

**Діапазони частот
коливальних систем автобуса**

Коливальні системи	Діапазон частот коливань, Гц
Підресорені елементи	1 – 3
Силовий агрегат, вільні коливання	6 – 20
Мости, вільні коливання	6 – 20
Силовий агрегат, вимушені коливання (Перша і друга гармоніки)	10 – 75
Колеса, вимушені коливання	0 – 8
Вимушені коливання від нерівностей дороги	0 – 22

Як бачимо, практичне значення має визначення лише першої і другої власних частот деформаційних коливань кузова, оскільки більш високі відрізняються від окреслених у табл. 2. Порівнюючи першу і другу власні частоти кузова з діапазонами частот інших систем автобуса, бачимо, що можливою є їх збіжність з частотою вимушених коливань силового агрегату на деяких режимах роботи. Ймовірність виникнення резонансних коливань зростає зі збільшенням завантаження автобуса. В цьому випадку потрібно врахувати наскільки віброізоляція силового агрегату і збалансованість двигуна нівелює можливий резонансний ефект. Для усунення шкідливого впливу вібрацій двигуна необхідно збільшувати жорсткість кузова та покращувати віброізоляцію двигуна.

Отримані результати також можуть використовуватись у дослідженнях втомної міцності та корозійної стійкості кузова, а також для дослідження рівня створюваного під час руху шуму.

Висновки. У даній статті застосовано континуалізовану розрахункову модель для визначення нижчих власних частот крутильних коливань кузова автобуса ЛАЗ А152. Отримані числові значення нижчих власних частот співставлені з частотами коливань інших елементів автобуса. Виявлено можливість виникнення резонансу на першій або другій нижчій частоті, спричиненого вимушеними коливаннями силового агрегату. Дана методика може бути рекомендована конструкторським бюро автобусобудівних підприємств і проектних установ для оцінки частотних характеристик кузовів транспортних засобів на етапі проектування.

Література

1. Павловский Я. Автомобильные кузова. М.: Машиностроение, 1977. – 544 с.
2. Хрунь В. М., Акопян Р. А. Особенности динамики нагружения несущих систем автобусов. Сб. Труды ВКЭИ автобуспрома, 1978, с. 3 – 20.
3. Воронцова Н. И., Беляков Н. И. Расчет несущего кузова автобуса на изгиб статической нагрузкой. Сб. Труды семинара «Прочность и долговечность автомобильных несущих систем», М., НАМИ, 1971, – с. 49 – 58.
4. Школьников М. Б. О приближенном расчете на кручение несущего кузова автобуса. Сб. Труды семинара «Прочность и долговечность автомобильных несущих систем», М., НАМИ, 1971, – с. 59 – 66.
5. Ташлицкая А. С. Крутильная жесткость и прочность плоских ферм в приложении к расчету кузова автобуса. Сб. Труды семинара «Прочность и долговечность автомобильных несущих систем», М., НАМИ, 1971, – с. 67 – 76.
6. Цимбалин В. Б., Песков В. И., Колтунов В. А. К расчету кузова автобуса и кабины грузового автомобиля на кручение. Сб. Труды семинара «Прочность и долговечность автомобильных несущих систем», М., НАМИ, 1971, – с. 77 – 84.
7. Атоян К. М., Ташлицкая А. С. О расчете кузова автобуса с коробчатым основанием на кручение как пространственной стержневой системы. Сб. Труды семинара «Прочность и долговечность автомобильных несущих систем», М., НАМИ, 1971, – с. 94 – 100.
8. Техническая акустика транспортных машин: Справочник / Л. Г. Балишанская, Л. Ф. Дроздова, Н. И. Иванов и др.; Под ред. Н. И. Иванова. – СПб.: Политехника, 1992. – 365 с.
9. Харченко Є. В., Підгайний Т. Ю. Визначення нижчих власних частот крутильних коливань кузовів транспортних засобів із застосуванням континуалізованої розрахункової моделі / Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці і технологіях», – 2008. – №1(50). – С. 27 – 30.
10. Підгайний Т. Ю. Математичне моделювання крутильних коливань каркасної металоконструкції // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні та приладобудуванні / Вісник НУ «Львівська політехніка», – 2007. – №583. – С. 52–57.
11. Харченко Є. В. Динамические процессы буровых установок. - Львов: Свит. 1991. -176 с.