

МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМУ КРУЧЕННЯ КАРКАСА КУЗОВА МІСЬКОГО АВТОБУСА ТИПУ LOW-ENTRY

© Горбай О.З., Голенко К.Е., 2011

Описано режим кручення каркаса кузова міської моделі автобуса типу Low-entry з визначенням зон можливих перевантажень та місцезнаходження недопустимих значень напружень та деформацій в них. За допомогою комп'ютерного моделювання проаналізовано особливості поведінки варіанта поєднання класичної задньої та низькопідлогової передньої частини автобуса середнього класу типу Low-entry при крайових умовах навантажень.

A twisting of body framing of low-entry city bus model with determination of areas of possible overloads and location of impermissible values of tensions and deformations in them was calculated. Computer simulation has allowed to define features of common behaviour of bus body framing combined of a classic part on the back and the low floor on the front under action of boundary conditions.

Постановка проблеми. Зручність посадки-висадки пасажирів, а також чинні в країнах ЄС нормативні вимоги забезпечення перевезення у міському транспорті пасажирів з обмеженими фізичними можливостями продиктували потребу створення класу середніх і малих автобусів нового типу, а саме, згідно з сучасною автомобільною термінологією, так званого типу кузовів автобусів Low-entry. Ця нова для вітчизняного ринку структура каркаса є симбіозом гармонійного поєднання повністю низькопідлогової конструкції великих міських автобусів та класичного каркаса автобуса, основою якого є сьогодні в Україні лише автобусні шасі закордонного виробництва. Використання на міських маршрутах таких нового типу автобусів, характерною особливістю яких є домінування нижньої несівної ферми кузова, відповідно потребує і особливого підходу до аналізу напружено-деформованого стану каркаса кузова загалом.

Аналіз відомих досліджень. В умовах кризи 2008–2010 років «виживання» автобусобудівних виробників та автотранспортних підприємств, що перевозять пасажирів на невеликій відстані, пов'язано, окрім цінових показників готової продукції, з експлуатаційними характеристиками автобуса, з максимально раціональним використанням внутрішнього об'єму салону, також з комфортом та безпекою перевезення та надійністю і довговічністю конструкції. Нормативні вимоги [1], обмеження бюджету, зокрема на виготовлення проектною документації, та гостра ринкова конкуренція стимулюють до розроблення нової моделі автобуса на базі існуючих компоувальних рішень, які зарекомендували себе позитивно. Симбіоз каркаса кузова класичного виконання і кузова з низьким рівнем підлоги міжосьової і передньої частин у найпопулярнішому середньому та малому класі автобусів іноземних виробників представлено в [2–6], а в умовах вітчизняного автобусобудування лише починає використовуватися.

Постановка задачі. Основним завданням дослідження є розрахунки з використанням МКЕ [7] напружено-деформованого стану просторової моделі конструкції каркаса кузова типу Low-entry автобуса середнього класу при крученні з можливістю подальшої оптимізації показника спорядженої маси з уточненням підбору профілів та використанням альтернативних їх сполучень у вузли без втрати рівномірності конструкції в цілому.

Основний матеріал. Середній клас автобусів типу Low-entry – це моделі з габаритною довжиною від 8 до 10 м, для яких є характерним рівень підлоги висотою 340–360 мм по довжині салону більше ніж 60 %, зона ведучого моста непортального типу та задній звис з підйомом підлоги на 1–2 сходинки, тобто на додаткових 250–400 мм. Збільшення пасажиромісткості кузова здійснюється зміною кількості прольотів, що відповідно приводить до внесення в конструкцію каркаса кузова додаткових поперечин боковин, шпангоутів даху і структурних елементів основи. При цьому зростає загальна кількість елементів і вузлів у конструкції, а кожний додатковий проліт додає від 20 до 50 вузлів. Відтак загальна кількість вузлів каркаса кузова може наблизитися до 3900 шт. відповідно до довжини автобуса. Досліджувана модель автобуса завдовжки 8340 мм налічує 3684 вузли [8], хоча основу скелета становлять сім поперечних та чотири повздовжні елементи даху, сполучені у вузли із боковинами і каркасом передньої та задньої частини. Передня частина, накопичувальна площадка і задня припіднята зона пасажирського салону складаються з майже втричі більшої кількості елементів і вузлів.

Крайовими умовами для розрахунку каркаса кузова на кручення є випадок вивішування діагонально розміщених коліс автобуса. В реальних умовах експлуатації при русі автобуса по поверхні дорожнього покриття така ситуація вивішування діаметрально протилежних коліс практично нереальна, тому ситуативно обмежимося переїздом через або потрапляння в нерівність дороги (горби, вибоїни, бордюри, ями тощо), в результаті чого одне з коліс однієї з осей автобуса втрачає контакт з поверхнею. Цей режим розрахунку дає змогу виконати імітацію переїзду через дорожні нерівності з обов'язковою втратою контакту колеса з дорожнім полотном в результаті потрапляння у глибоку вибоїну, відкритий люк, аварійну ділянку або додання косоугру. В цей короткотривалий проміжок часу автобус стає зрівноваженим, спираючись на поверхню трьома колесами, причому його центр ваги не виходить за площу трикутника, утвореного ними. За умовою статичної рівноваги вивішеним колесом може бути одне з коліс найменш завантаженої осі. Очевидно, що таке явище вивішування колеса може виникнути лише у стані повної нерухомості або мінімальної швидкості руху автобуса, а тому при закладанні крайових умов розрахунку ігнорується коефіцієнт динамічності процесу. Обмеженнями на переміщення каркаса кузова в розрахунках є точки кріплення пневмобалонів підвіски автобуса.

Відтак, у реальних умовах експлуатації ймовірні два випадки: а) вивішування правого переднього колеса (рис. 1, а); б) вивішування лівого переднього колеса (рис. 1, б).

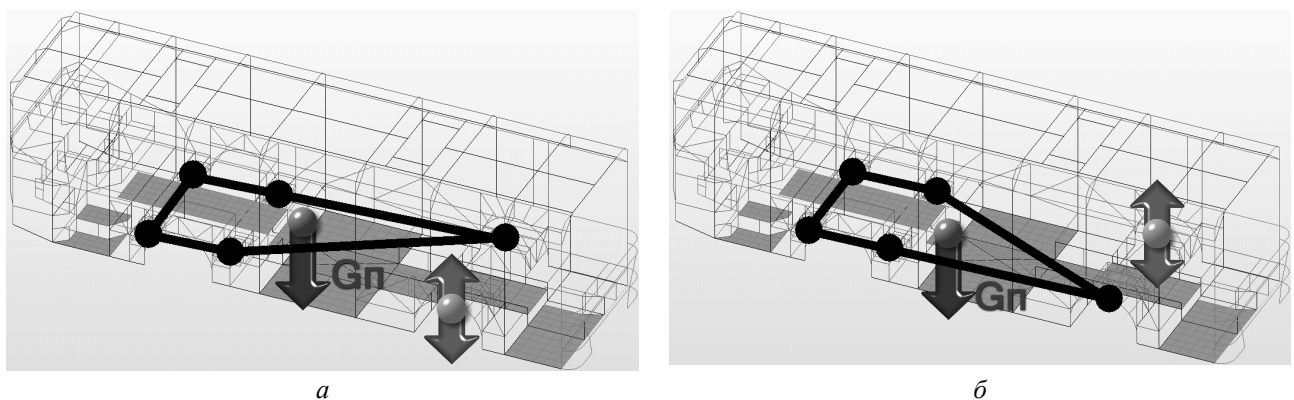


Рис. 1. Схема прикладання в'язей до точок кріплення фланців пневмобалонів підвіски при вивішуванні:
а – правого переднього колеса; б – лівого переднього колеса

Отже, розрахункова модель цього типу каркаса кузова закріплюється в'язями з обмеженнями переміщень та обертань по осях X, Y, Z у: чотирьох вузлах кожної з чотирьох ферм кріплення фланців пневмобалонів задньої підвіски; шести вузлах поперемінно кожної з двох ферм кріплення фланців передньої підвіски залежно від сторони вивішеного колеса.

Як і у випадку статичного розрахунку автобуса на міцність при режимі згину, представлення мас всіх складових агрегатів, вузлів та систем автобуса у вигляді зосереджених навантажень,

прикладених до фактичних точок їх кріплення, конструктивно визначених робочими кресленнями, складається з: а) вузлів, агрегатів та систем шасі; б) вузлів, агрегатів та систем кузова; в) корисного навантаження.

Для аналізу поведінки кузова в умовах почергового вивішування коліс передньої осі необхідно визначити крутильну жорсткість кузова. Під цим оцінювальним критерієм розуміється відношення моменту згину від рівнодійної всіх зосереджених в активній області сил до величини максимального кута закручування (рис. 2).

$$C_T = M_T / \alpha ,$$

де C_T – крутильна жорсткість при вивішуванні коліс, Нм/°; M_T – момент згину від рівнодійної сил, Нм; α – максимальний кут закручування, °.

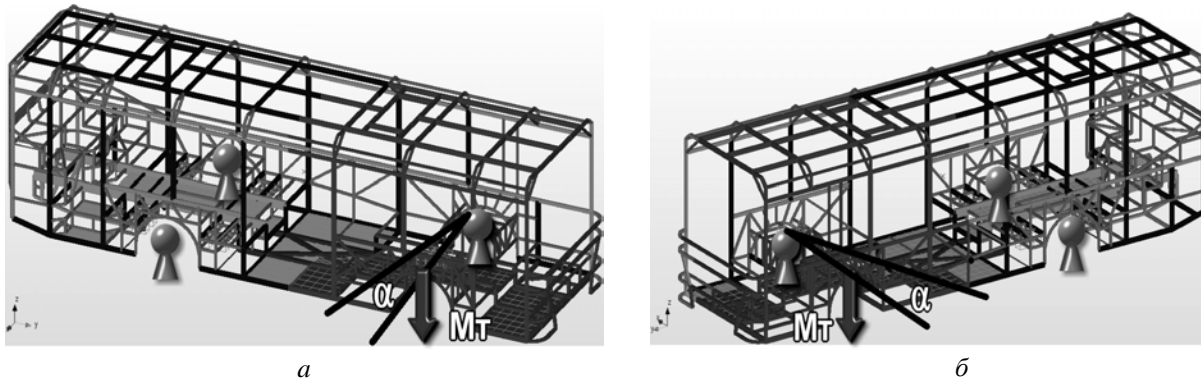


Рис. 2. Схема розрахунку крутильної жорсткості каркаса кузова:

А – вивішування правого колеса передньої осі; б – вивішування лівого колеса передньої осі

При сумарному навантаженні понад 45 кН у випадку спорядженої маси 8600 кг жорсткість C_T для обох випадків вивішувань: а) при вивішуванні правого колеса – 122,4 кНм/°; б) при вивішуванні лівого колеса – 173 кНм/°. Отримане значення крутильної жорсткості є достатньо високим для машин типу Low-entry, специфіка випробувань на жорсткість котрих полягає у врахуванні всіх мас не лише основи підлоги, що актуально для кузовів автобусів класичної схеми, а й переднього звису. Зауважимо, що каркас кузова виявився жорсткішим при закручуванні ліво через відсутність дверних проїм у лівій боковині, а відповідно меншої розривності силових контурів лівої боковини, а також наявності меншого плеча до зрівноважених сил ваги пасажирів, що стоять, сконцентрованих на накопичувальних площадках.

На основі даних ТЗ виробника визначено максимальний вертикальний прогин і виявлено найбільші переміщення, які наведено в табл. 1, і зафіксовані в кінцевих вузлах переднього поперечного бруса до 20 мм у т.1 при вивішуванні правого колеса та 14,2 мм у т.2 – лівого, відповідно.

Таблиця 1

Крутильна жорсткість та вертикальне переміщення кузова за даними ТЗ виробника

Розрахунковий параметр	Вивішування правого колеса	Вивішування лівого колеса
Вертикальне переміщення, мм	19,8	14,2
Кут закручування, °	0,65	0,46
Плече дії, мм	1760	
Крутильна жорсткість C_T , Нмм/°	66406,2	93834,8

Оскільки, міжвіконні стійки каркаса кузова виступають єдиними сполучними ланками передавання навантажень від основи підлоги до ферми даху автобуса, то характер розподілу їхніх осьових сил неминуче відображається у поведінці лонжеронів даху. Для підтвердження цього виконано аналіз розподілу переміщень центрального лонжерона даху в горизонтальній площині при

почерговому звільненні від в'язей ферм кріплення підвіски коліс передньої осі (рис. 3, а). Величина відхилення від прямолінійності наочно демонструє процес закручування кузова автобуса та відповідну податливість даху на цьому режимі навантаження. Під час побудови графіка рис. 3, б розподілу переміщень по довжині автобуса при крученні з вивішуванням правого колеса передньої осі прийнято такі умови: а) за початок відліку взято точку, яка являє собою вузол сходження центрального лонжерона з останнім крайнім шпангоутом даху (т.1); б) позитивний знак присвоюється переміщенням, отриманим по лівий бік від поздовжньої осі автобуса, від'ємний – по правий, відповідно. Як впливає з отриманих характеристик розподілу відхилень від прямолінійності, складові стрижні лонжерона містяться в зоні від'ємних значень до т.3 незалежно від напрямку закручування кузова. Така особливість пояснюється більшою податливістю правої боковини за рахунок наявності на ній дверей, а також концентрацією, особливо під час руху в час пік, навантаження від пасажирів, що стоять у задній накопичувальній площадці. На відстані 730 мм від початкової точки, що відповідає ділянці 3–4, переміщення досліджуваного лонжерона при вивішуванні лівого колеса переходять позначку нуль і продовжують попередньо намічене відхилення вже в зоні позитивних значень. В околі 5-ї точки відхилення зафіксовані на рівні 0,5 мм, а у випадку усунення опори під правим колесом становлять –2,1 мм. Відрізки 5–6 та 10–12 на графіках подано розривами через наявність люків даху в цих зонах. Починаючи з проміжку 7-8, спостерігається стрімке зростання переміщень відносно осі симетрії автобуса у стані спокою, адже відхилення змінюються в діапазоні 1,2–4,2 мм при вивішуванні лівого та 2,3–7,7 мм зі знаком мінус – правого колеса. Ситуація стабілізується на відрізку 9–10 на рівні даних крайніх значень, а в зоні переднього люка спостерігається незначне зростання переміщень до середини ділянки 11–12 на відстані 6800 мм від початку відліку. Черговий стрибок простежується до т.13, де зафіксовано покази на відмітці 5,3 мм та –9,0 мм, відповідно. Стабільне зростання відхилень триває до кінця лонжерона і досягає максимумів 5,5 мм та –9,2 мм.

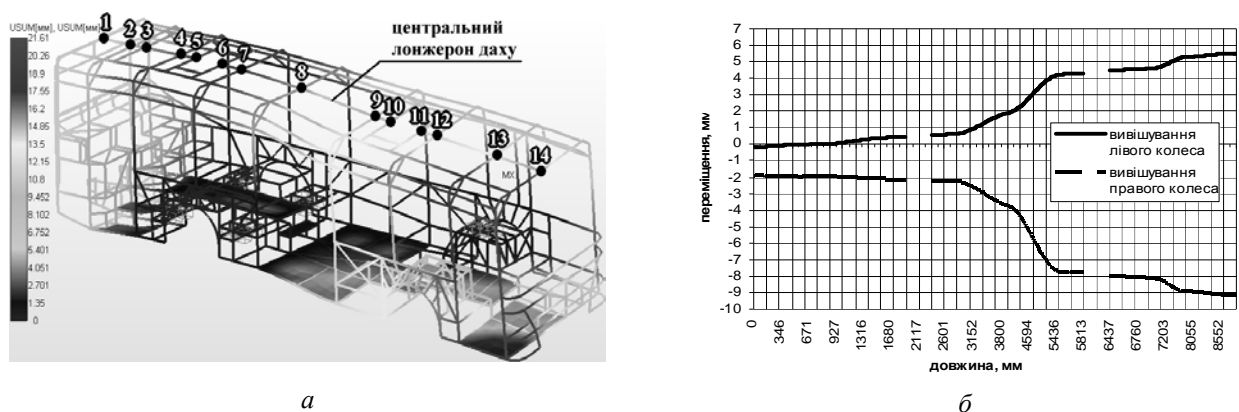


Рис. 3. Розподіл переміщень по довжині автобуса при крученні: а – вивішування правого колеса передньої осі; б – переміщення центрального бруса каркаса даху

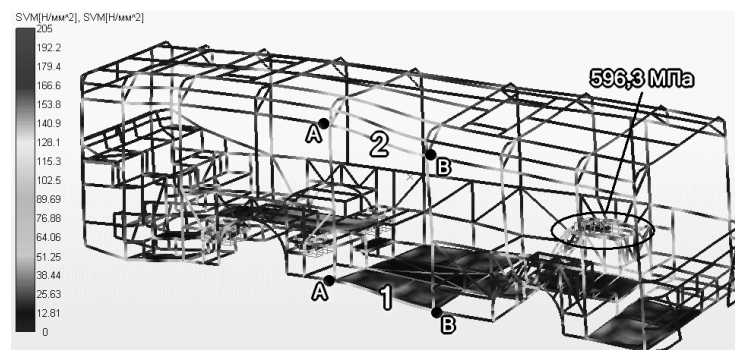


Рис. 4. Карта напружень на межі текучості матеріалу при крученні з вивішуванням правого переднього колеса

Дотримуючись послідовності розгляду випадків звільнення передньої осі від в'язей, слід прокоментувати максимальні значення основних оцінювальних критеріїв напружено-деформованого стану:

- при вивішуванні правого колеса найбільші значення напружень, що майже досягають в 600 МПа, зафіксовано в трубах ферми кріплення фланця пневмобалона підвіски лівого переднього колеса, яке фактично сприймає всю масу переднього звису та виконує функцію консолі для нього (рис. 4). Аналіз переміщень каркаса кузова дав змогу виявити максимальний прогин у вертикальній стійці пройми передніх дверей величиною близькою до 22 мм та прилеглих до неї порога підлоги, а також поздовжніх брусів каркаса даху;

- як і передбачалося, максимальні напруження лівого колеса виявлені у протилежно розташованій від нього фермі встановлення фланця пневмобалона підвіски правого колеса менші на 23 %. Зниження значення напружень під час вивішування колеса цієї сторони автобуса, порівняно з попереднім випадком, пояснюється меншим плечем від зведеного центра ваги пасажирів, що стоять на накопичувальній площадці, до в'язей. Прогнозовані найбільші переміщення величиною до 15 мм зафіксовані у вертикальній стійці, яка є спільною для пройми лобового вікна та лівої боковини, а також сполучених з нею шпангоуту даха та порога підлоги.

Співвідносячи отримані результати напружень з межею текучості матеріалу $S_m = 205$ МПа для застосовуваної сталі 10, бачимо, що необхідно посилити просторові ферми кріплення передньої підвіски, які продемонстрували майже трикратне перевантаження порівняно з іншими компонентами каркаса кузова. Середній рівень напружень для боковин лежить у діапазоні 75–95 МПа при звільненні від в'язей лівого колеса та на 10–17 % зростає при вивішуванні правого, що в основному пов'язано з послабленням боковини за рахунок наявності на правій боковині дверних прорізів.

Аналіз напружено-деформованого стану каркаса кузова при вивішуванні лівого колеса дав змогу встановити, що дзеркально розташована балка 2 ферми підвіски правого переднього колеса отримала на 21,5 % нижче максимальне напруження, а вертикальне переміщення не перевищило 1 мм. Аналогічний вертикальний зсув графіків напружень простежується й для решти балок, причому відставання третьої починається лише зі стрибка в зоні 270 мм, де фактично міститься додатковий розкіс (рис. 5).

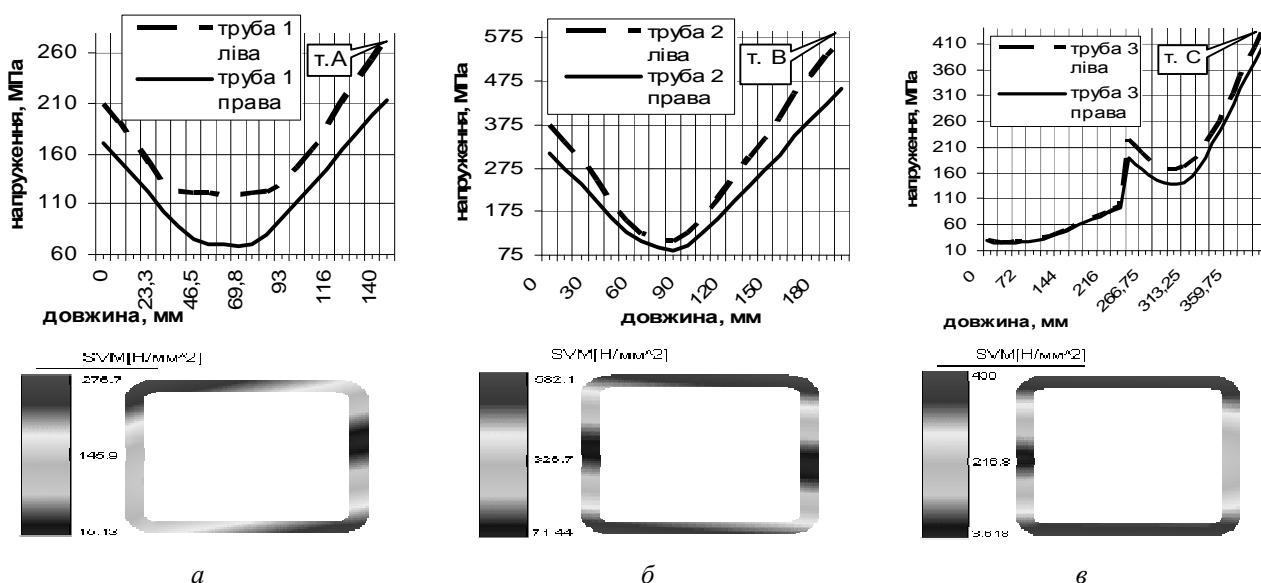


Рис. 5. Графіки розподілу напружень по довжині та поперечному перерізу ферми передньої підвіски: а – труба 1; б – труба 2; в – труба 3

Згідно із наочним зображенням на рис. 6 карти напружень по межі текучості матеріалу близькі до критичних значення зафіксовані у відповідних стрижнях прорізу центральних дверей

при вивішуванні правого колеса. Найбільшої уваги щодо міцнісної оптимізації потребує вузол А обох труб, де зафіксовані найвищі напруження: 184,9 МПа у порозі 1 та 155,7 МПа у брусі 2. Зазначимо, що у разі вивішування лівого колеса простежується 8-кратне зниження рівня напружень, які для заданих точок відповідно становлять: 24,2 МПа та 20,0 МПа.

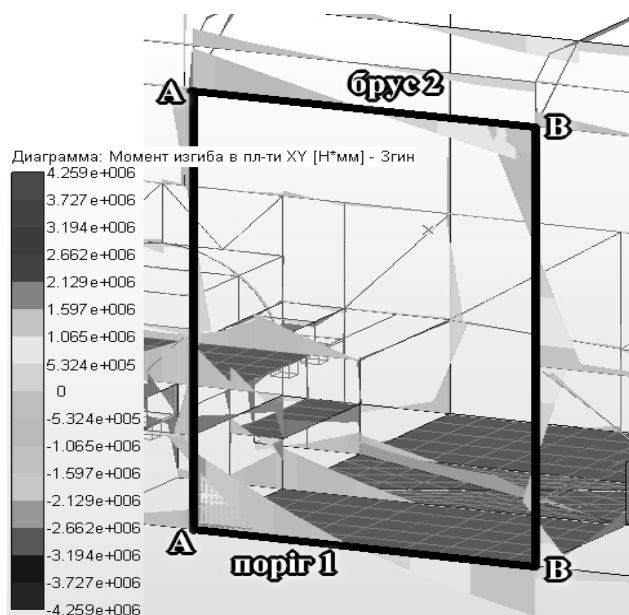


Рис.6. Епюра моментів згину у вертикальній площині проїми центральних дверей

З отриманих результатів напружено-деформованого стану порога 1 випливає висновок про необхідність посилення конструктивного з'єднання профілів вузла А введенням додаткових косинок або розкосів для зменшення реакцій від дії сили ваги у вертикальній площині. Величина моменту згину у вертикальній площині при вивішуванні правого колеса змінюється:

- від $-2,3 \cdot 10^6$ Н·мм (т.А) до $1,5 \cdot 10^6$ Н·мм (т.В) – для порога 1;
- від $-2,3 \cdot 10^6$ Н·мм (т.А) до $1,2 \cdot 10^6$ Н·мм (т.В) – для бруса 2.

Позитивним є збереження характеру поведінки бруса 2 при зміні сторони вивішування колеса, що підтверджує високу енергопоглинальну здатність каркаса даху (рис. 7, б).

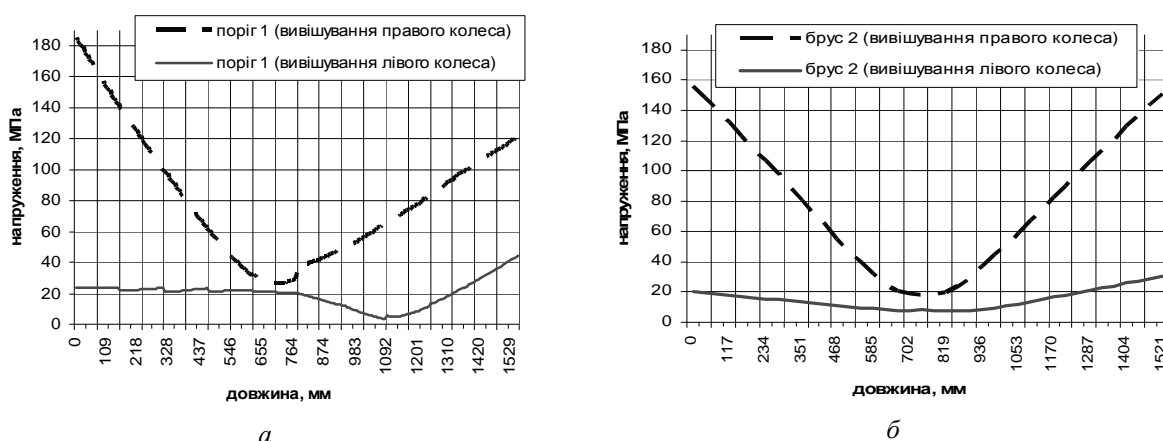


Рис. 7. Розподіл напружень по довжині труб проїми центральних дверей: а – пороги 1; б – брус 2

Встановлення комплексної оцінки напружено-деформованого стану в умовах випробувань на кручення неможливе без аналізу переміщень каркаса кузова, адже цей режим розрахунку можна вважати «деформаційним», на відміну від «напруженого» згину. Саме за рахунок аналізу пере-

міщень у контрольних точках вдається виконати перевірку узгодженості роботи відповідальних вузлів та агрегатів, визначити податливість боковин та їхню здатність забезпечити нормальну експлуатацію вікон. Аналізуючи zdeформовану модель каркаса кузова (рис.8), простежуємо аналогічну режиму згину поведінку заднього звису: консольне закріплення лонжеронів та інших стрижнів кузова відносно ферм пневмобалонів задньої підвіски спричиняє появу відхилення від прямолінійності, прямо пропорційно до віддалі від в'язей. Згідно з отриманими результатами, які подано в табл. 2, найбільше вертикальне переміщення зафіксовано у задньому кронштейні кріплення силового агрегату до лівого лонжерона в умовах вивішеного правого колеса до 7,5 мм, що видається неочікуваним, беручи до уваги відкритість силових контурів по правій, оснащених дверима, боковині.

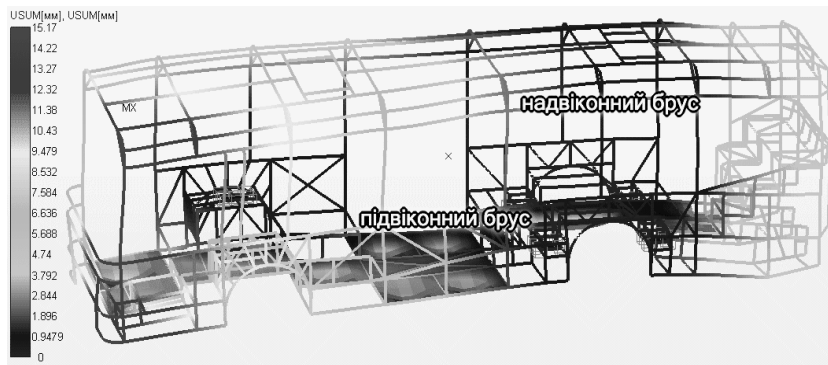


Рис. 8. Карта переміщень при крученні з вивішуванням лівого переднього колеса

Незважаючи на порівняно велику податливість лонжеронів, для нормальної експлуатації силового агрегату і трансмісії принципово важливою є абсолютна різниця перепадів висоти розміщення передніх та задніх кронштейнів в умовах zdeформованого стану. За цим показником ($\Delta = 3,7$ мм) можна підтвердити достатню жорсткість каркаса мотовідсіка, що забезпечує надійну сумісну роботу складових силового агрегату, взаємні переміщення котрих нормовані згідно з ТУ. Отже, незважаючи на тип режиму випробувань згин/кручення, у задньому звисі спостерігається злагоджена робота лонжеронів каркаса даху та основи.

Таблиця 2

Значення вертикальних переміщень у точках кріплення кронштейнів силового агрегату в режимі кручення

	правий лонжерон		лівий лонжерон	
	передній кронштейн	задній кронштейн	передній кронштейн	задній кронштейн
вертикальне переміщення	мм			
режим вивішування правого колеса	-3,8	-7,4	-3,8	-7,5
режим вивішування лівого колеса	-3,6	-6,9	-3,5	-6,9

Очевидно, що найбільший інтерес серед досліджень режиму кручення викликає геометрія поведінки підвіконного та надвіконного брусів, їхня амплітуда переміщень та відхилення від паралельності при зміні напрямку закручування. Побудова графіків розподілу переміщень по довжині, наведених на рис. 9, виконана відносно початку відліку з нулем у задній вертикальній стійці для лівої боковини. Під час дослідження підвіконного бруса правої боковини аналіз переміщень ведеться від задньої дверної пройми, розміщеної на відстані 1560 мм від каркаса задка (рис. 9, а). Примітним для всіх чотирьох графіків є максимальний збіг отриманих значень в діапазоні від 0 до 2800–3200 мм, що відповідає розміщенню центральної секції накопичувальної площадки. Цей факт є додатковим підтвердженням ігнорування крутильних навантажень із боку заднього звису. Ситуація кардинально змінюється після проходження середньої дверної пройми,

адже простежується стрімке розходження графіків із досягненням максимального відхилення ($\Delta = 15$ мм) у зоні сходження досліджуваних брусів вертикальною стійкою передка, яка розміщена під кутом. Підкреслимо, що амплітуда вертикальних переміщень над- та підвіконних брусів боковин ($\Delta = 6$ мм) є прийнятним результатом для машин типу Low-entry.

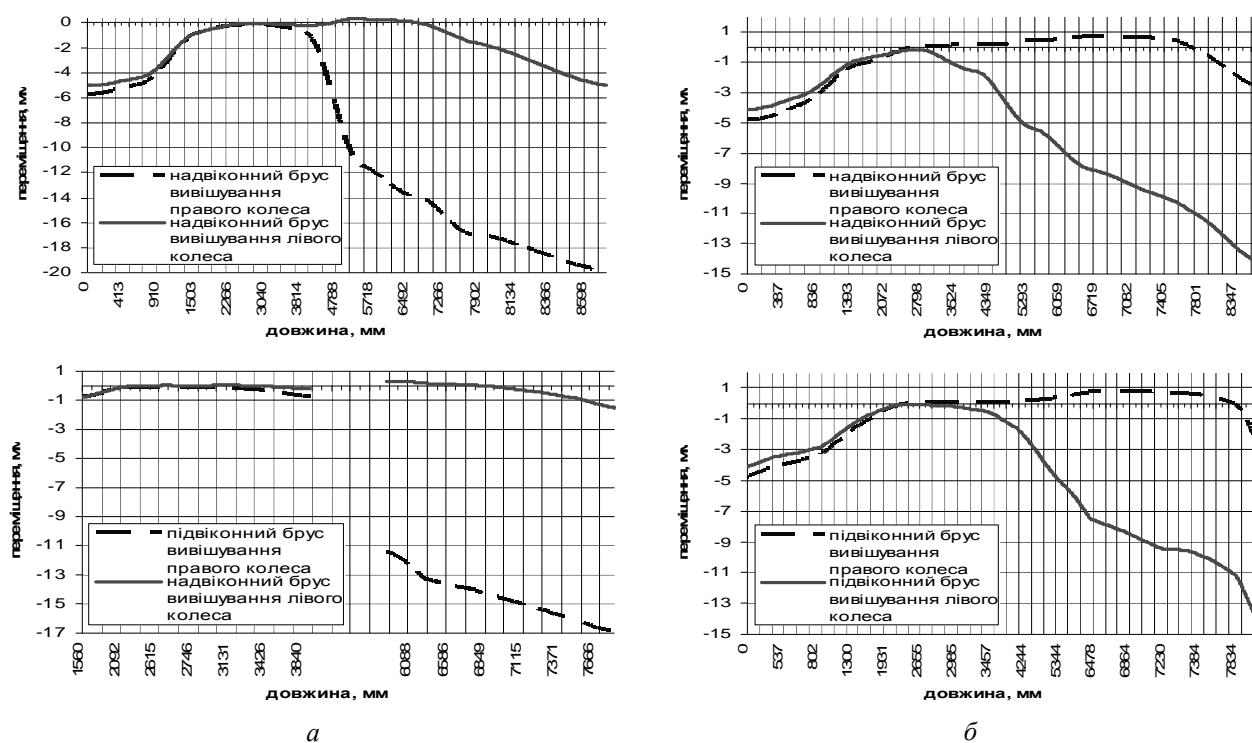


Рис. 9. Графіки розподілу переміщень по довжині стрижнів: а – права боковина; б – ліва боковина

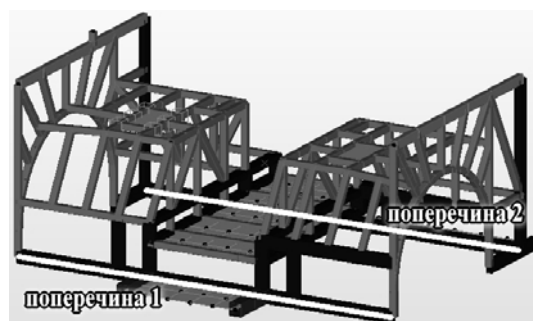


Рис. 10. Просторова ферма кріплення передньої підвіски

модулем значення згинних моментів порівняно з поперечиною 2, для якої вони досягають значень в 1500 Н·м. Таку особливість можна пояснити близькістю поперечини 1 до центральної накопичувальної площадки, де зосереджена основна вага пасажирів, що стоять в автобусі. Примітним є той факт, що обидві поперечини змінюють знак моментів згину на протилежний в межах прольоту між центральними поздовжніми лонжеронами, які досягають максимальних та мінімальних значень у вузлах із ними. Це зумовлене протилежністю напрямків дії результуючих реакцій на лонжерони при вивішуванні коліс, тобто в прояві самого процесу закручування. Так, при вивішуванні, наприклад, правого колеса відбуваються такі процеси:

– підпертий в'яззю від лівого переднього колеса, лонжерон в околі ферми встановлення передньої підвіски прагне зігнутись догори, проявляючи властивості консольної балки, закріпленої відносно задніх точок опор, та тягне за собою поперечини 1 та 2. Момент згину для них досягає понад 2540 Н·м та 1500 Н·м у вузлі перетину з лівим лонжероном (рис. 11, а);

- позбавлений підтримки від опори правого вивішеного колеса, правий лонжерон під дією сумарної сили ваги вигинається донизу відносно його безпосередньо консольного закріплення у фермі задньої підвіски разом з досліджуваними боковинами. Відтак, їх момент згину становить до -2070 Н·м і понад -805 Н·м у вузлі перетину з правим лонжероном (рис. 11, б).

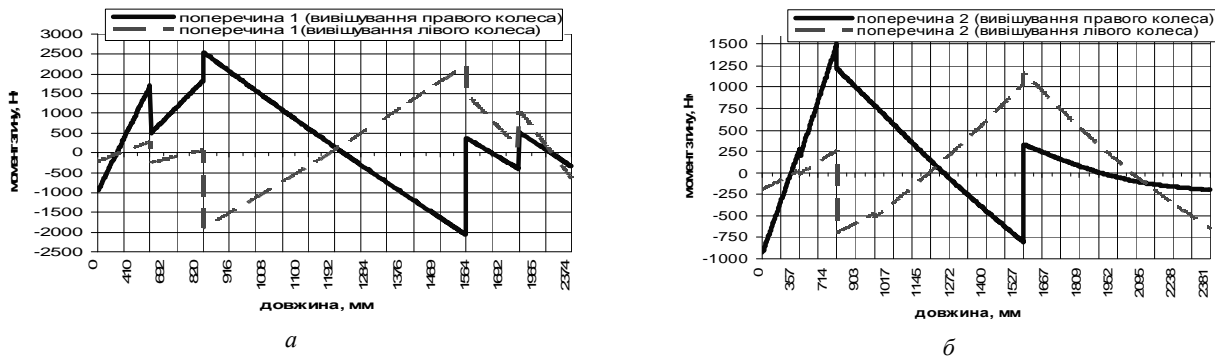


Рис. 11. Розподіл моментів згину, що діють у вертикальній площині, по довжині:
а – поперечини 1; б – поперечини 2

Успішність конструктивного виконання каркаса передньої частини кузова можна оцінити за симетричністю графіків досліджуваних поперечин у центральній зоні між лонжеронами при вивішуванні почергово коліс передньої осі. Для поперечини 1 ця розбіжність становить 25,1 % у вузлі сходження з лівим лонжероном та 7,1 % – з правим, відповідно. Значно навантаженішою виявилася поперечина 2, у якій зафіксовано 53,5 % у вузлі сходження з лівим лонжероном та 30,6% – з правим. Такий результат означає суттєве погіршення рівномірності каркаса переднього звису в умовах експлуатації зі знакозмінними навантаженнями та понижену ефективність роботи з боку напівнесівного даху в цій області каркаса, адже високі позитивні значення моментів згину поперечини 2 свідчать про надмірне поглинання зусиль, які виникають, саме основою підлоги.

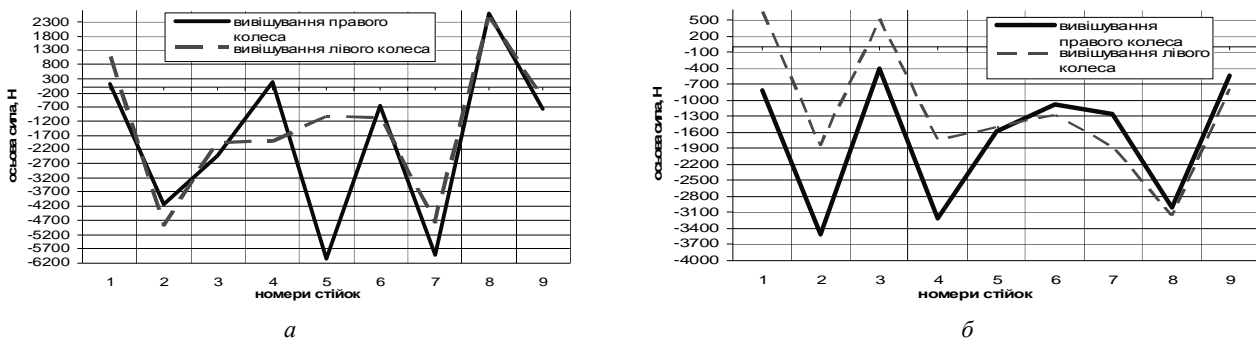


Рис. 12. Розподіл осьових сил по стійках у точках сходження їх з надвіконним брусом:
А – права боковина; б – ліва боковина

Проводячи аналогії з гідравлічними законами руху рідини по трубах, при підборі поперечного перерізу міжвіконних стійок, виконаних з труб 80x40x3 мм, та конфігурації сполучення їх у вузли, слід дотримуватись умови забезпечення ламінарних потоків передавання навантажень. В умовах сучасного автобусобудування ця вимога означає найповніше поглинання міжвіконними стійками реакцій від дороги, отриманих через підвіску каркасом підлоги, та максимально ефективно подальше надходження їх до структури напівнесівного даху.

Висновок Математичне моделювання режиму кручення каркаса кузова для нового типу середнього міського автобуса – розробленого в «Укравтобупром» моделі автобуса 4289 загалом дало змогу виконати попередній аналіз міцності конструкції його каркаса кузова, виявити

надлишково навантажені зони та запропонувати конструктивні рішення, націлені на створення рівномірного каркаса кузова автобуса типу Low-entry.

1. ДСТУ UN/ECE R 107-00:2008 Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження двоповерхових пасажирських транспортних засобів великої місткості стосовно загальної конструкції (Правила ЕЭК ООН № 107-00:1998, IDT. 2. Low-entry city buses from HESS AG. <http://www.hess-ag.ch/en/busse/linienbusse/lowentry.php>. 3. Solaris Urbino 12 low-entry. <http://bus.tedom.eu/download/3/104/TEDOM-L12-G.pdf>. 4. Volvo B7R Low Entry www.volvobuses.com/bus/global/en-gb/products/Intercity 5. Yutong 10m low-entry city bus <http://yutonggroup.en.alibaba.com/product/> 6. New low-entry chassis from Scania with Volgren body www.scania.com. 7. Зампуй А.А. Проектирование и расчет методом конечных элементов в среде APM Structure3D: учеб. пособие. – М.: АПМ, 2010. – 376 с. 8. Голенко К.Е., Горбай О.З., Крайник Л.В. Комп'ютерне моделювання і аналіз напружено-деформованого стану каркаса кузова автобуса типу low-entry // Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». – 2008. – № 614. – С.63–69.

УДК 621.825.5

В.М. Гелетій

Національний університет «Львівська політехніка»,
кафедра деталей машин

РОЗРАХУНОК ДОВГОМІРНИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ КРАНІВ З УРАХУВАННЯМ ГЕОМЕТРИЧНОЇ НЕЛІНІЙНОСТІ

© Гелетій В.М., 2011

Розглянуто питання комп'ютерного моделювання механічних систем з довгомірними металоконструкціями значної податливості, навантаженими стискаючими зусиллями. Такі системи описуються нелінійними рівняннями рівноваги. На прикладі баштового крана запропоновано процедуру деформаційного розрахунку і розрахунку на стійкість таких систем.

The question of computer design of the mechanical systems is considered with long-length metallic constructions of considerable pliability, by the loaded squeezing efforts. Such systems are described by nonlinear equalizations of equilibrium. On the example of tower faucet the offered procedure of deformation calculation and calculation is on firmness of such systems.

Постановка проблеми та аналіз відомих досліджень і публікацій. Розрахунок металоконструкцій сучасних баштових кранів, що мають довгі стріли і башти, з порівняно великою податливістю, необхідно вести, беручи до уваги значні деформації і стискаючі зусилля, які виникають у башті і стрілі крана.

Подібні системи характеризуються геометричною нелінійністю, що приводить до нелінійних рівнянь рівноваги і суттєво ускладнює розрахунок. Деформаційний розрахунок таких систем відомими методами опору матеріалів і будівельної механіки [1] виявляється надто громіздким і трудомістким у зв'язку з необхідністю врахування впливу поздовжніх сил на деформації. Сучасні розрахункові моделі механічних систем, що містять довгомірні елементи, як правило, формуються на основі їх дискретизації і застосування методу скінченних елементів [2]. Однак зазвичай вони передбачають незмінність геометрії моделі під дією навантажень. Тому розроблення розрахункових моделей, які дають змогу виконувати розрахунок за деформованою схемою, є актуальним завданням.

Основний матеріал. На основі отриманої раніше дискретної моделі баштового крана, в якій використані сплайн-апроксимації прогинів дискретних балкових елементів [3], виявилось