

УДК 629.114.5.011.5.071.53.24

**ГОЛЕНКО К.Е.**, Національний університет “Львівська політехніка”  
**ГОРБАЙ О.З.**, Національний університет “Львівська політехніка”  
**КРАЙНИК Л.В.**, ВАТ “Укравтобуспром” (м.Львів)

### **ОЦІНКА ТОТОЖНОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ВІДПОВІДНОСТІ АВТОБУСІВ ПРАВИЛУ №66 ЄЕК ООН ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ВИПРОБУВАНЬ**

Проведен анализ тождества между расчётным способом испытаний Правил №66 ЄЕК ООН и экспериментальным опрокидыванием автобуса в реальных условиях, проверены показатели пассивной безопасности и исследованы соответствующие факторы влияния на них.

Дана стаття представляє собою логічне продовження серії досліджень, представлених у попередніх роботах [1,2], по встановленню особливостей практичного застосування розробленої методології імітації натурних випробувань на відповідність Правилам №66 ЄЕК ООН, а також оцінюванню тотожності результатів між експериментом та розрахунками. Як відомо, нормативні вимоги Правил №66 ЕЭК ООН розповсюджуються на представників всіх модельних рядів одноповерхових транспортних засобів, призначених для перевезення 16 і більше пасажирів [3], та передбачають необхідність проведення перевірки по збереженню залишкового життєвого простору під час бокового перекидання одним із регламентовано допустимих способів. Найбільшою ефективністю, з економічної точки зору, характеризується розрахунковий метод випробувань автобусів, котрий передбачає обчислення оцінки міцності та деформацій верхньої частини кузова досліджуваної моделі. Водночас, застосування у ньому алгоритмів спрощення та наближення при переході від структурно повного каркасу кузова до просторової ферми секцій даху призводить до значної розбіжності отриманих результатів досліджень відносно натурального експерименту повністю укомплектованого автобусу. Враховуючи допустимість обрання доцільного способу аналізу пасивної безпеки в рамках Правил №66 ЄЕК ООН відповідним сертифікаційним органом або самим заводом-виробником, останнім часом появилася тенденція розробки та впровадження власних методик дослідження міцності та залишкового простору салону пасажирських транспортних засобів.

Об'єктом встановлення ступеня тотожності між розробленою методологією моделювання відповідності Правилу №66 ЄЕК ООН та натурними випробуваннями була обрана модель БАЗ-А079.23 приміського автобусу спорядженою масою 5540 кг, та розподілом мас по осях: 2670 кг на передню вісь, 2870 кг – на задню, відповідно. Нормативне визначення маси у спорядженому стані означає масу транспортного засобу без пасажирів та вантажу, але з урахуванням 75-кілограмової маси водія, маси пального (90% ємкості паливного баку, вказаної заводом-виробником), охолоджуючої рідини, змазки, інструментів та запасного колеса, якщо таке передбачене.

Згідно з Протоколом №1036/S0/66-01/R/30-07 [4] сертифікаційних випробувань, дослідження проводились методом перекидання автобуса зі спеціального стенду, висотою 805мм, на ліву сторону із кутовою швидкістю обертання підйимальної платформи 5°/сек, забезпеченою краном на шасі вантажного авто. При цьому, вісь обертання належала до горизонтальної вихідної площини опори та знаходилася на відстані 0 мм від бортів шин задньої осі досліджуваної машини.

В експерименті використані наступні вимірювальні прилади:

- метрологічно повірені лінійки металеві 500мм і 1000мм;
- спеціальні телескопічні пристрої для замірювання фактичної динамічної та статичної деформації стійок боковини кузова (рис.1)

Відповідно до технічних вимог, верхня частина автобуса повинна мати достатню міцність для того, щоб підчас та після перекидання з платформи:

- жодна серед зміщених частин транспортного засобу не увійшла в зону залишкового простору, визначеного у відповідності до п.7. Правил №66 ЄЕК ООН;
- жодна з частин залишкового простору не виступала за межі просторової конструкції, яка деформується.

Зазначені вимоги стосуються внутрішнього обладнання автобуса включно зі всіма частинами його конструкції, елементами та панелями, жорсткими виступаючими складовими оснащення салону (поличками багажу, вентиляційним обладнанням, тощо), проте без врахування перемичок, перегородок, ребер жорсткості та інших підсилювачів, призначених для збільшення міцності верхньої частини конструкції кузова транспортного засобу, а також додаткового стаціонарного обладнання (бар, кухня, туалет).

Результати випробувань на відповідність Правилам №66 ЄЕК являють собою величину фактичної динамічної та залишкової деформації, заміряної для кожної з трьох найбільш відповідальних, на думку заводу-виробника, міжвіконних стійок, на висоті 750мм від точки "R" сидінь (рис.1). Визначення координат положення т. "R" базується на основі ОСТ 37.001.413-86 [5] антропометричних даних стандартного манекена згідно з ГОСТ 20304-90 [6]. При цьому, залишковий об'єм пасажирського салону геометрично визначається шляхом переміщення по прямій або прямим лініям поперечної вертикальної площини (рис. 2б) таким чином, щоб т. "R" переміщувалась від т. "R" зовнішнього заднього сидіння через т. "R" кожного зовнішнього проміжного сидіння до т. "R" зовнішнього переднього пасажирського сидіння. Вважається, що т. "R" (рис.2а) розміщена на відстані: 500мм вище рівня підлоги під ногами пасажирів, 300мм від внутрішньої сторони транспортного засобу та на відстані 100мм вперед від спинки сидіння на осі зовнішніх сидінь.

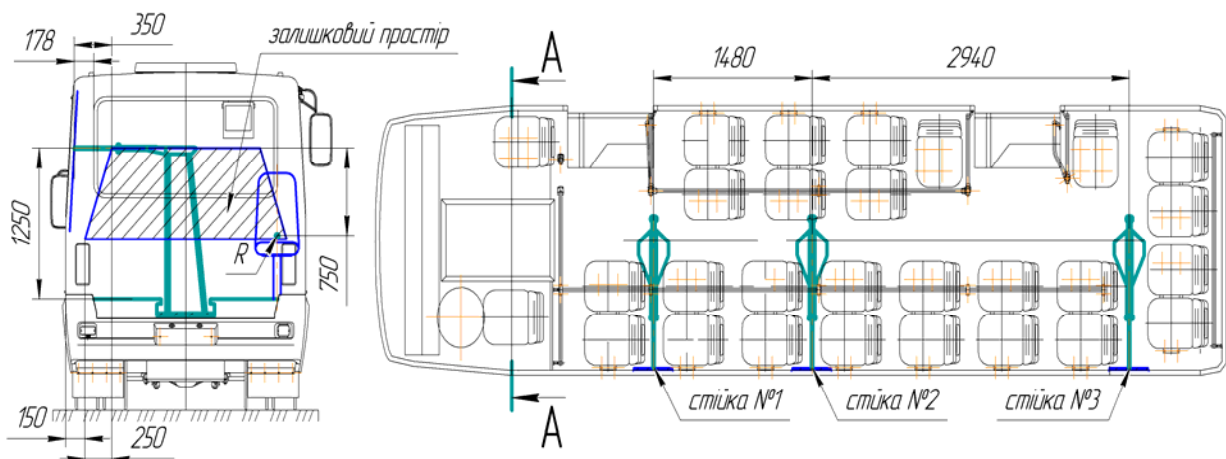


Рисунок 1 – Схема експериментальної установки Правил №66 ЄЕК ООН оснащення салону автобуса БАЗ-А079.23

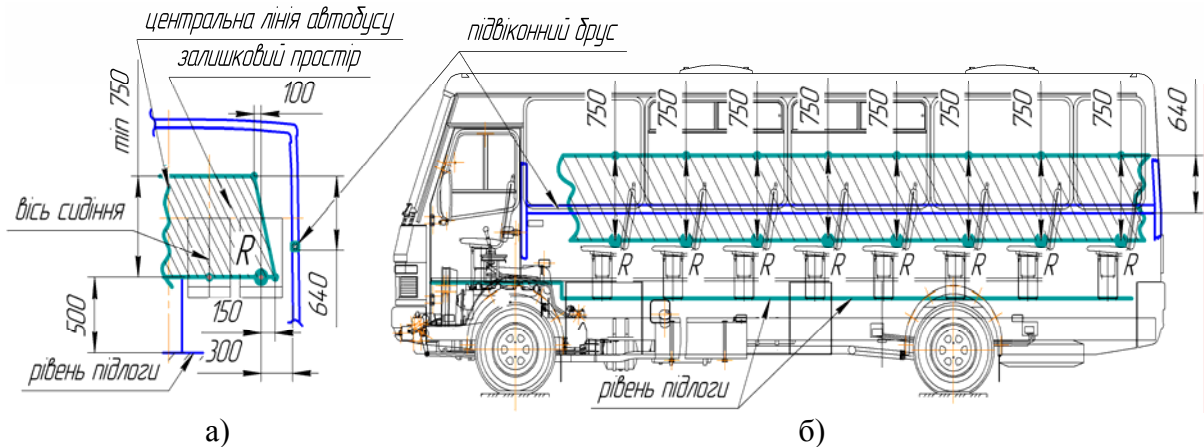


Рисунок 2 – Геометричне визначення залишкового простору відповідно до Правил №66 СЕК ООН: а) поперечний переріз салону; б) поздовжній переріз салону

Очевидно, що найбільш небезпечним, з точки зору забезпечення необхідного залишкового простору салону, є рівень меншої (верхньої) основи трапеції (т.А на рис.2а), який відповідає зоні голови стандартного манекена та розміщений на висоті 750мм від т. "R" і 460 мм від горизонтальної площини підвіконного бруса. На основі робочих креслень моделі БАЗ-А079.23 встановлено, що значення конструктивно допустимої деформації на рівні т.А складає 350мм для кожної з трьох, розміщених на одному рівні (рис.2б), міжвіконних стійок - саме такий вільний простір, заміряний по горизонталі, відділяє голову манекена від найближчого внутрішнього облицювання салону. Результати випробувань представлені у табл.1.

Таблиця 1 - Результати випробувань моделі БАЗ-А079.23 на відповідність Правилам №66 СЕК ООН

Номери стійок лівої боковини кузова у заміряних січеннях	Допустима деформація, мм	Фактична динамічна деформація, мм	Залишкова деформація, мм	Заключення про відповідність
1	2	3	4	5
Стійка №1	350	178	80	Відп.
Стійка №2	350	135	65	Відп.
Стійка №3	350	74	40	Відп.

Згідно з підписаним протоколом [4], в процесі та після перекидань жодна серед зміщених частин транспортного засобу та елементів інтер'єру салону не ввійшли в зону залишкового простору; жодна з границь залишкового простору не була пошкоджена частинами здеформованої конструкції кузова (рис.3).

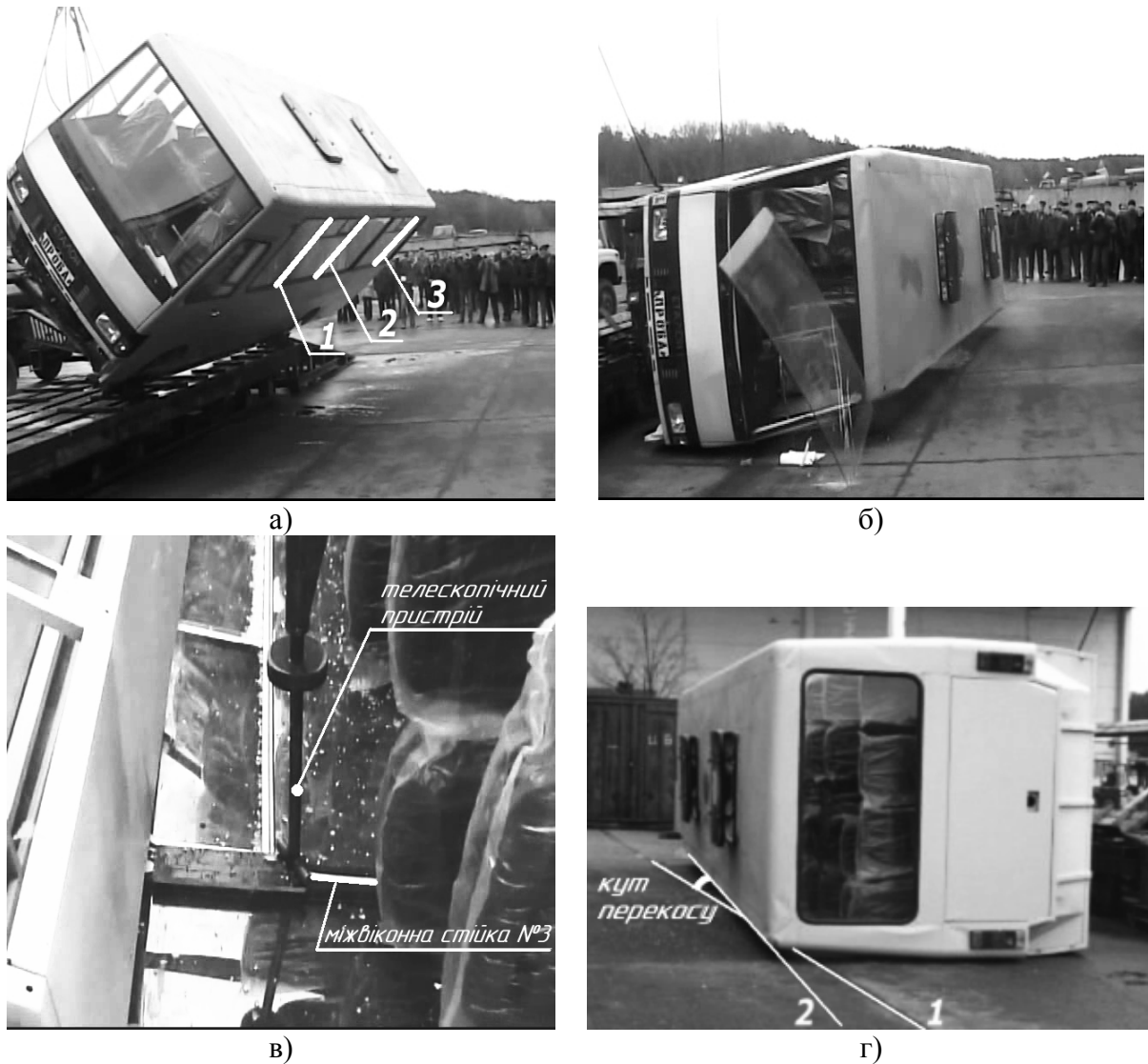


Рисунок 3 – Фотографічне представлення процесу випробувань моделі БАЗ-А079.23 згідно з Правилами №66 СЕК ООН: а) позначення стійок №1,2,3; б) zdeформований кузов; в) міжвіконна стійка №3 після удару; г) кутове зміщення кузова після завершення удару

Якісне представлення розподілу деформацій по міжвіконним стійкам кузова представлено на рис.4 та підтверджує тенденцію вищих значень результуючих деформацій у секторах із більшою спорядженою масою (стійка №1 розташована найближче до силового агрегату, трансмісії та іншого додаткового обладнання – рис.2б). Варто звернути увагу на останню третю стійку із фактичною деформацією, рівною лише 74 мм, а також дослідити відповідні чинники виникнення такої розбіжності значень переміщень. Під час нахилу підйомної платформи разом із досліджуваним автобусом (рис.2а) його підвіска не була заблокована, а тому, в силу різної кутової жорсткості її конструкції та еластичних елементів задньої і передньої осі, кузов машини перехилився, отримавши максимально можливий крен. Дане явище спричинило удар автобусу з опорною поверхнею кювету не по лінії дотику ребра сходження боковини з дахом, а з додатковим обертанням відносно осі - плями контакту в околі першої стійки, на область котрої припадає згущення маси. Як видно з рис.2г,

будучи попередньо розташованим паралельно лінії 1, автобус по закінченню перекидання зісковзнув, обернувшись на кут перекосу до лінії 2. В результаті чого, значну частину енергії удару остання стійка №3 прийняла не поперечно, а поздовжньо, будучи значно потужнішою за параметрами опору матеріалів в осьовому напрямку.

Таким чином, досліджувана модель БАЗ-А079.23 характеризується більш, ніж подвійним запасом по значеннях пластичних допустимих деформацій  $K$  та високим коефіцієнтом відновлюваності  $L$  (рис.5). Перший показник ( $K$ ) являє собою відношення конструктивно допустимих деформацій до фактичних динамічних, утворених в момент удару, та залежить в значній мірі не лише від міцнісних характеристик каркасу кузова, але й від компоувальних рішень його салону. У свою чергу, коефіцієнт ( $L$ ) дорівнює відношенню фактичних динамічних до залишкових деформацій та визначається фізико-хімічними властивостями матеріалу ферми кузова і його відновлювальними якостями з точки зору опору матеріалів.

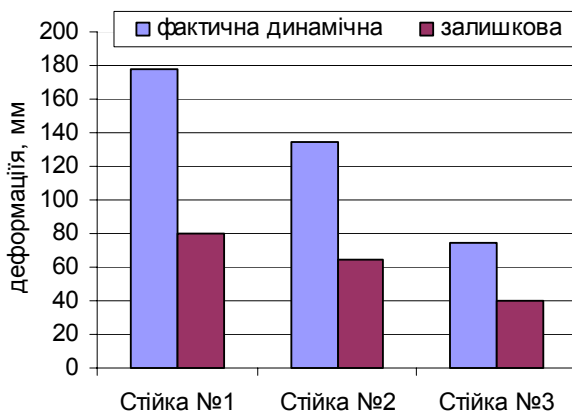


Рисунок 4 - Діаграма розподілу фактичної динамічної та залишкової деформацій

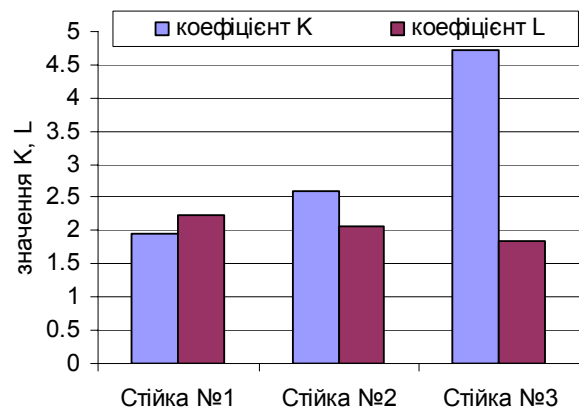


Рисунок 5 - Діаграма оцінки показників пасивної безпеки (коефіцієнти  $K$ ,  $L$ )

Варто зазначити, що рівень пасивної безпеки салону автобуса є тим вищий, чим більшого значення досягає коефіцієнт  $K$ , і навпаки, - обернено пропорційний росту коеф-та  $L$ . На основі отриманих діаграм найвищий рівень пасивної безпеки доступний пасажиром задніх рядів сидінь: значення коефіцієнту  $K$  складає максимальні 4.72, а коефіцієнту  $L$  – лише 1.85.

Наступним кроком розглянемо основні особливості застосування методології імітації Правил №66 ЄЕК ООН розрахунковим способом [7] при випробуваннях моделі автобуса БАЗ-А079.23. Процес розрахунку складається з декількох попередніх етапів визначення крайових умов.

1) Спираючись на технічне завдання досліджуваної машини, складаємо розрахункову схему навантажень по визначенню координат зведеного центру мас на основі положення зосередженої маси та її значення для наступних складових: водій, двигун із навісним обладнанням, трансмісія із ретардером, додаткове оснащення (система керування та гальм, паливний бак, запасне колесо, акумуляторні батареї, решта відповідних вузлів та агрегатів), каркас кузова з урахуванням зовнішнього, внутрішнього облицювання та шасі з навісними агрегатами. З отриманого рівняння моментів для стану рівноваги, знаходимо координати центру мас автобуса:

- висота центру мас  $h_q = 0,77\text{м}$  ;

- зміщення відносно поздовжньої осі симетрії вантажного шасі ТАТА відсутнє;

- відстань від передньої осі коліс до т. центру мас у горизонтальному напрямку коротша на 3% від дійсного положення, обрахованого по реакціям коліс на основі реального зважування (2349мм).

2) Згідно з законом збереження енергії для рівнозмінного обертального руху під дією сили тяжіння обчислимо кінцеву кутову швидкість обертання на момент удару каркасу кузова з ударною поверхнею:  $w = 2,59c^{-1}$ . Оскільки Правила №66 ЄЕК ООН вимагають відсутності додаткового зовнішнього впливу на процес перекидання, окрім дії сили ваги, то значення початкової кутової швидкості у розрахунках було прийняте, рівним нулю ( $w_0 = 0 \frac{рад}{с}$ ).

3) За допомогою інженерного програмного забезпечення та робочих креслень моделі БАЗ-А079.23 заміримо реальну величину радіусу обертання центру мас та відповідний їй кут обертання:  $r = 1,22м$ ;  $\varphi = 0,28\pi$ . Виразивши кутове пришвидшення  $\varepsilon$  через кутову швидкість  $w$ , визначимо час переміщення центру мас автобусу:  $t = 0,68с$

4) На основі вище отриманих розрахункових параметрів обертове та доцентрове прискорення складає:  $a_{доц} = 8,18 \frac{м}{с^2}$ ,  $a_{об} = 4,65 \frac{м}{с^2}$ . Імітація Правил ЄЕК ООН № 66 розрахунковим методом передбачає врахування результуючого прискорення (1) при визначенні величини енергії поглинання удару (2):

$$a_{рез} = \sqrt{a_{доц}^2 + a_{об}^2} = \sqrt{8,18^2 + 4,65^2} = 9,4 \frac{м}{с^2} \quad (1)$$

$$E^* = 0,75Mgh = 0,75Mg\left(\sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H_s^2} - \frac{W}{2H} \sqrt{H^2 - 0,8^2} + 0,8 \frac{H_s}{H}\right) \quad (2)$$

Рівняння (2) являє собою добуток значень: маси у спорядженому стані досліджуваного автобусу, різниці висоти положень його центру мас до і після перекидання та величини приведенного прискорення ( $0,75g = 7,36$ ). Варто звернути увагу, що останній параметр є узагальненим, емпірично обраним для всіх типів автобусів при використанні розрахункового методу Правил №66 ЄЕК ООН. Проте, застосована в роботі оригінальна методика дозволяє пересвідчитись, що значення приведенного прискорення не є константою та залежить від цілого ряду факторів впливу [8]. Відтак, для досліджуваної моделі БАЗ-А079.23 рівняння результуючої енергії приймає вигляд:

$$E^* = a_{рез} Mh = 9,4Mh \quad (3)$$

Таким чином, нормативно визначена по Правилам №66 ЄЕК ООН методика розрахункового способу проведення випробувань не враховує 27,7% енергії удару, котру має поглинути каркас кузова автобуса в нашому випадку.

5) Оскільки, отримані значення прискорень та енергії абсорбції удару стосуються матеріальної точки, а в реальних умовах досліджується тіло з неоднорідним розподілом маси по довжині (по об'єму), то наступним кроком побудуємо епюру навантажень на ребро сходження боковини з дахом при ударі автобуса з поверхнею кювету (рис.6). Враховуючи конструктивні особливості виконання передньої частини

БАЗ-А079 (характерне звуження ферми даху, починаючи від осі А-А, представленої на рис.1), ребро ферми даху сектору №1 не зазнало контакту з ударною поверхнею під час експерименту (рис.7), а тому енергію його маси поглинули ребра даху решти секторів прямопропорційно віддалі до зведеного центру мас автобуса (т.С на рис.6). Різні значення спорядженої маси кожного з секторів (табл.1) зумовили нелінійний характер графіку розподілу навантажень по довжині ребра контакту з поверхнею кювету (рис.6). Ступінчаті переходи значень навантажень секторів згладжено сполученням екстремумів функції розподілу маси кожного з них за допомогою Nurbs-кривої 4-ого порядку. При цьому перевірено необхідну умову: площа фігури під ступінчатим графіком розподілу навантажень залишається незмінною після застосування методу Nurbs-кривої [9]. Відповідно до положення вектору результуючого прискорення  $a_{рез}$  епюру навантажень було розкладено на проєкції осей X,Y та прикладено у вигляді реакцій по довжині ребра удару (рис.8) із застосуванням програмного забезпечення методу кінцевих елементів (МКЕ).

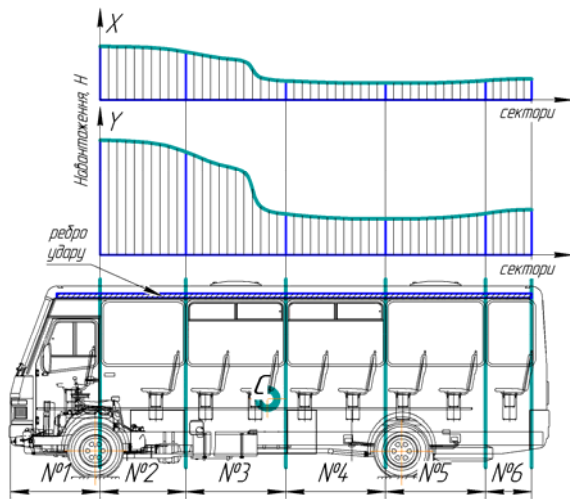


Рисунок 6 - Епюра розподілу навантажень по довжині секторів моделі БАЗ-А079.23



Рисунок 7 - Представлення особливостей сприйняття удару ребром ферми даху

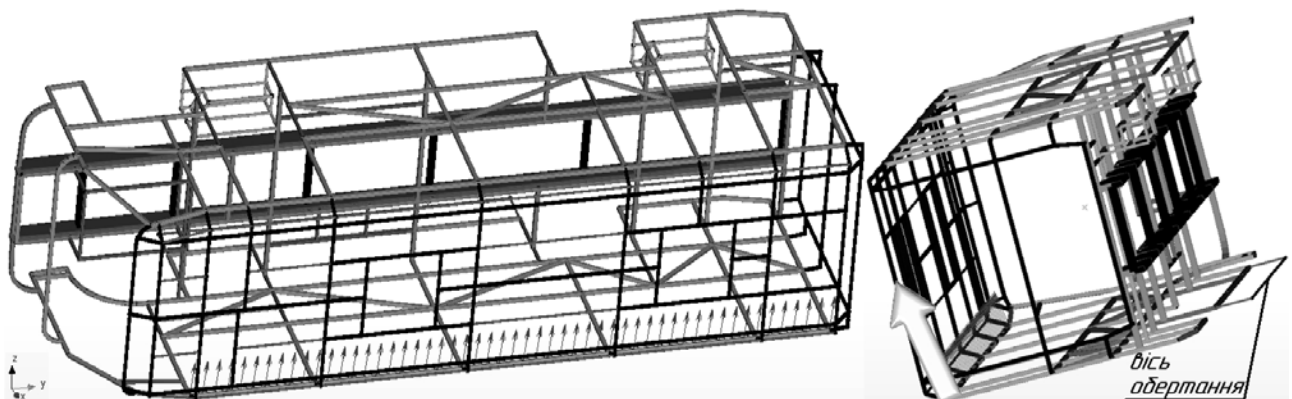
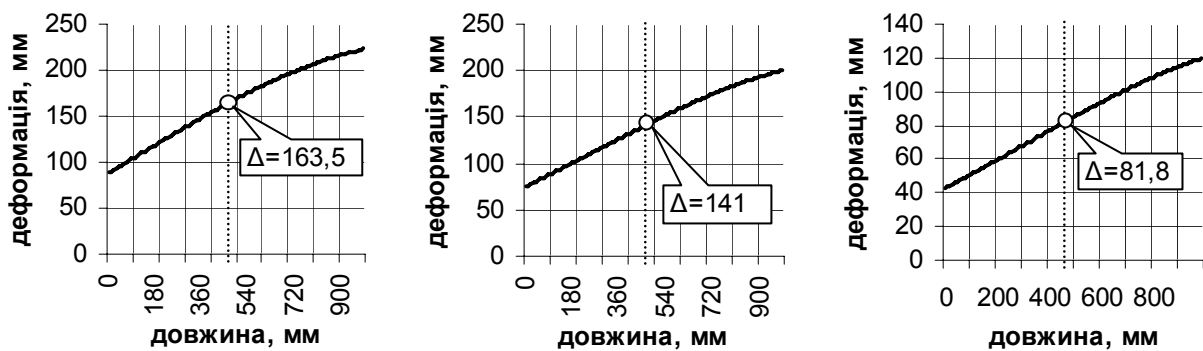


Рисунок 8 - Розрахункова схема навантаженої тримірної моделі каркасу кузова БАЗ-А079.23 у програмному середовищі МКЕ

Для максимальної точності імітації проведення випробувань на відповідність Правилам №66 СЕК ООН, прикладання в'язей обмеження руху виконано у вузлах

просторової структури каркасу кузова, найменш податливих деформаціям удару: потужна ферма шасі автобуса та нижні пороги лівої боковини (труби 40x2). Матеріалом досліджуваної конструкції обрано Сталь 20 відповідно до технічних вимог заводу-виробника.

За результатами проведення МКЕ-імітації натурних випробувань моделі БАЗ-А079.23 отримані характеристики поведінки міжвіконних стійок №1,2,3 (рис.9). Величина фактичних динамічних деформацій  $\Delta$  відповідає висоті 460мм від рівня підвіконного бруса, тобто збігається з нормативно визначеною зоною контролю пасивної безпеки (750мм від т."R"). Як видно з рис.9, закон розподілу деформацій досліджуваних стійок наближається до лінійного зі зменшенням кута нахилу графіку для верхніх рівнів ферми даху, що позитивно впливає на формування необхідного залишкового простору.



а) стійка №1

б) стійка №2

в) стійка №3

Рисунок 9 - Розподіл деформацій по довжині міжвіконних стійок БАЗ-А079.23

Оцінку тотожності між методологією імітації Правил №66 ЄЕК ООН та експериментом натурних випробувань доцільно подати у вигляді діаграми похибки (рис.10) між отриманими розрахунковими результатами та реальними замірами на основі зведеної таблиці №2:

Таблиця 2 - Експериментальні та розрахункові результати випробувань на відповідність Правилам №66 ЄЕК ООН моделі БАЗ-А079.23

	Стойка №1	Стойка №2	Стойка №3
Експериментальна деформація $\Delta_e$ , мм	178	135	74
Розрахункова деформація $\Delta_p$ , мм	163,5	141	81,8
Похибка $\delta$ , %	8,15	4,44	10,54

Величина похибки  $\delta$  визначається за наступною залежністю:

$$\delta = 100\% - \left( \frac{\Delta_p \cdot 100\%}{\Delta_e} \right) \quad (4)$$



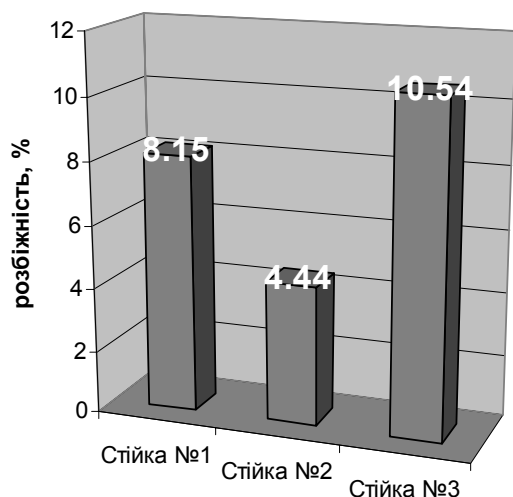


Рисунок 10 – Діаграма представлення похибки  $\delta$  відповідних міжвіконних стійок

офіційний реєстр підприємства (завода-виробника) лише зростає, оскільки очевидними є її наступні переваги: зникає проблема подальшого використання зруйнованого зразка автобусу, скорочуються фінансові та часові витрати по підготовці та проведенню випробувань, відсутня необхідність у спеціально оснащених підймальній платформі та експериментальному обладнанні.

На основі представлених результатів встановлення оцінки тотожності між розрахунковим способом перевірки Правил №66 ЄЕК ООН та експериментом перекидання моделі БАЗ-А079.23, приходимо до висновку, що розроблена методологія імітації натурних випробувань характеризується високою точністю та пристосованістю до практичної реалізації в умовах сертифікаційного центру або конструкторського бюро. Враховуючи наявність зростаючої конкуренції на сучасному ринку вітчизняного автобусобудування, актуальність впровадження представленої імітаційної методології в

**Список літератури:** 1. *Голенко К.Е., Крайник Л.В.* Особливості формування несівних структур каркасу автобуса типу low-entry у Віснику НУ “Харківський політехнічний інститут” 2008 р.- с. 152-157с. 2. *К.Е. Голенко, О.З. Горбай, Л.В. Крайник* “Комп’ютерне моделювання і аналіз напружено-деформованого стану каркасу кузова автобуса типу Low-entry” у Віснику НУ “Львівська політехніка”. “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів.” 2008 р. № 614, с. 63 – 68 3. ДСТУ UN/ ECE R 66-00:2002 Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження великогабаритних пасажирських дорожніх транспортних засобів стосовно міцності верхньої частини їхньої конструкції (Правила ЕЭК ООН № 66-00:1987, IDT ) 4. Протокол №1036/S0/66-01/R/30-07 сертификационных испытаний автобуса БАЗ-А079.23 в отношении утверждения типа транспортного средства на соответствие требованиям Правил №66-01 ЕЭК ООН 5. ОСТ 37.001.413-86. ССБТ. Кабина. Рабочее место водителя. Расположение органов управления грузовых автомобилей автобусов и троллейбусов. Основные размеры. Технические требования. 6. ГОСТ 20304-90 (СТ СЭВ 4016-83) МАНЕКЕНЫ ПОСАДОЧНЫЕ ТРЕХМЕРНЫЙ И ДВУХМЕРНЫЙ. Конструкция, основные параметры и размеры. 7. *Голенко К.Е.* Формування крайових умов аналізу поведінки каркасу кузова автобуса типу Low-entry в умовах Правил ЄЕК ООН № 66 // Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць – Львів: НЛТУУ – 2008, вип. 18.10. с.97-103 8. *К.Е. Голенко, О.З. Горбай, Л.В. Крайник* Аналіз відповідності Правилам ЄЕК ООН №66 каркасу кузова автобуса типу Low-entry – Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 17.- Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2008. – 144 с. 9. *Dr. R Hashemi* UN-ECE Regulation 66: Strength of Super-structure during Rollover APSN Workshop on Bus & Truck Passive Safety, Prague, 24th March 2005, p-32.