

Горбай О.З.
Національний університет «Львівська політехніка»

ОЦІНКА МІЦНОСТІ ВУЗЛОВИХ З'ЄДНАНЬ КАРКАСА КУЗОВА АВТОБУСА

Дана оцінка міцності верхньої частини кузовів автобусів на основі тестування поглинальної здатності вузлів та з'єднань за методом тестування компонентів + симуляція складових («Component Testing + Numerical Simulation») під час прикладення статичних / динамічних навантажень з фіксацією реальних статичних, динамічних і залишкових деформацій у типових вузлових з'єднаннях каркасів несучих систем автобусів. На основі випробувань компонентів при прикладанні навантажень визначено місце знаходження пластичних шарнірів і зони пластичної деформації у силовій структурі каркасу автобуса.

Ключові слова: пасажирський автобус, каркас кузова, статична міцність, МСЕ, квазістатичні навантаження, Правила ЄЕК ООН 66, FMVSS No.216.

Постановка проблеми. Комплексний аналіз МСЕ напружено-деформованого стану усієї просторової структури каркаса кузова автобуса при заданні його у вигляді стрижневої моделі (beam-model), та розрахунків на той чи інший міцнісний режим забезпечує конструктора лише загальною інформацією про тенденції послаблення ферми у її складових вузлах. Для отримання точних результатів поведінки цих вузлів у поставлених крайових умовах доцільно переходити до їх локального МСЕ-аналізу – переходу до твердотілої моделі (solid-model), що представляє інтерес з погляду поповнення бібліотеки даних поведінки різних конструкційних матеріалів в умовах статичних/динамічних навантажень. При цьому, слід звернути увагу, що існуючі технології дають змогу використовувати під час виготовлення каркасів кузовів сталі різних марок, проте, враховуючи фізико-механічні показники та собівартість матеріалу, найбільше розповсюдження отримала конструкційна сталь 20 з межею текучості 245 МПа та міцності 410 МПа відповідно. Використовуючи сучасні методи гартування та легування, під час виробництва відповідальних за міцність вузлів просторових ферм автобусів можуть бути застосовані сталі з границею текучості та міцності, збільшеними на 15–45 %, залежно від поставлених завдань.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В умовах сучасного автобусобудування аналіз міцності кузовів автобусів ведеться на основі моделі каркаса кузова, що складається з типових стандартних та спеціальних профілів, зварених у вузли. Останні переважно представлені різними типами з'єднання елементів. Кожний вузол може складатись з двох або трьох профілів, що сполучаються між собою різними типами з'єднання. Вивчення двовісного зміщення усього перерізу особливо актуальне для стрижнів, що конструктивно з'єднуються у вузли [1]. Результати досліджень стрижня завдовжки 400 мм з еластичною і еластично-пластичною зонами деформацій за E в 210 МПа подано у роботах [2, 3]. Стрижень показано у вигляді чотирьох шарнірно з'єднаних тонкостінних оболонок. За такого подання стрижня у вигляді чотирьох еластично-пластичних тонкостінних оболонок з пластичними шарнірами (ПШ) та обов'язкового прикладення до них навантажень по двох осях кінематичні переміщення можуть відбуватися вздовж нейтральної осі або в площині, перпендикулярній до неї. Процеси деформації стосовно нейтральної осі, згину стосовно двох осей та гвинтоподібне скручування вимагають введення пружних елементів з нелінійними характеристиками [4]. Це дає змогу застосування експериментальних даних кривих прикладення сили, згинного моменту та кута закручування. Особливості прикладення згинних моментів та розміщення координатних осей та площин під час згину для тонкостінних профілів, які є основними складовими кожного каркаса кузова автобуса розглянуто у роботі [5].

У зоні ПШ за рахунок прикладення ексцентричного навантаження утворюються деформації торсійного типу. Поведінка тонкостінного стрижня при цьому моделюється додатковим крутним моментом, критичним і граничним кутом. У Т-подібному вузлі нелінійні пружні елементи знаходяться у місці з'єднання та по обидва боки ненавантаженого стрижня [6, 7]. Т-подібної форми міжвіконні стійки виконують важливі функції у структурі каркаса кузова автобуса, з'єднуючи верхню об'язку даху з підвіконним брусом. Їх конструкції є одним з найслабших і водночас найвідповідальніших елементів каркаса [6]. Аналіз стрижневих 3D-моделей автобусів для режимів бокового перекидання згідно Правил №66 ЄЕК ООН подано у [8]. З умов недеформованості нижньої несучої частини каркаса кузова автобуса А079.23, практично підтвердженої багатьма попередньо проведе-

ними експериментами [9], прикладання в'язей виконувалось у вузлах шасі вантажного автомобіля, що в результаті аналізу пасивної безпеки даної моделі дозволило підтвердити напружено-деформований стан з максимальним значенням у 172 МПа [10].

Одним з варіантів перевірки міцності верхньої частини каркасу кузова є також метод навантаження всієї площини даху рівномірним баластом, еквівалентним 1,5 маси досліджуваної моделі, відповідно до нормативних вимог FMVSS No.216 [11]. Такий розрахунок також проведено для вузлів даху автобуса 4289 типу Low-entry. Такі Імітаційні випробування каркасу даху моделі 4289 типу Low-entry згідно вимог FMVSS No.216 та аналіз пасивної безпеки модифікації А079.23 на основі шасі вантажного автомобіля в умовах Правил №66 СЕК ООН [10] представляє інтерес з точки зору поповнення бібліотеки даних поведінки різних конструкційних матеріалів в умовах статичних/динамічних навантажень

Мета. Оцінка міцності верхньої частини кузовів на основі тестування поглинальної здатності вузлів та з'єднань за методом тестування компонентів + симуляція складових («Component Testing + Numerical Simulation») для великогабаритних автобусів.

Результати досліджень. Одним з перспективних напрямків досліджень пасивної безпеки автобусних кузовів є оцінка міцності верхньої частини кузовів на основі тестування поглинальної здатності вузлів та з'єднань за методом тестування компонентів + симуляція складових («Component Testing + Numerical Simulation»), який набирає усе більшої актуальності з точки зору створення бібліотеки даних, що характеризують поведінку різних матеріалів під час прикладення статичних / динамічних навантажень з фіксацією реальних статичних та динамічних і залишкових деформацій у типових вузлових з'єднаннях каркасів несучих систем автобусів.

Якщо еквівалентним методом оцінки міцності верхньої частини кузова вибрано квазістатичні розрахунки на основі випробувань компонентів, то необхідно знати місце знаходження ПШ і зони пластичної деформації (ЗПД) у силовій структурі. ЗПД вважається особлива геометрично обмежена частина силової структури, де концентруються під впливом динамічних ударних сил пластичні деформації. У них видозмінюється початкова форма поперечного перерізу, довжина чи інші геометричні характеристики і відбувається втрата міцності під впливом згинів. Результатом є поглинання кінетичної енергії за рахунок деформації. ПШ утворюється на стрижнях або у місцях їх з'єднань у зоні пластичної деформації. Конструктивні елементи між ЗПД і ПШ під час розрахунків подаються як жорсткими так і еластичними елементами. Однак, їх величини повинні визначатися з урахуванням їх реальних розмірів у конструкції, тип і напрямок навантаження, що прикладається до ЗПД і ПШ позначаються на схемі силової структури в їх геометрично визначених місцях (рис. 1, а).

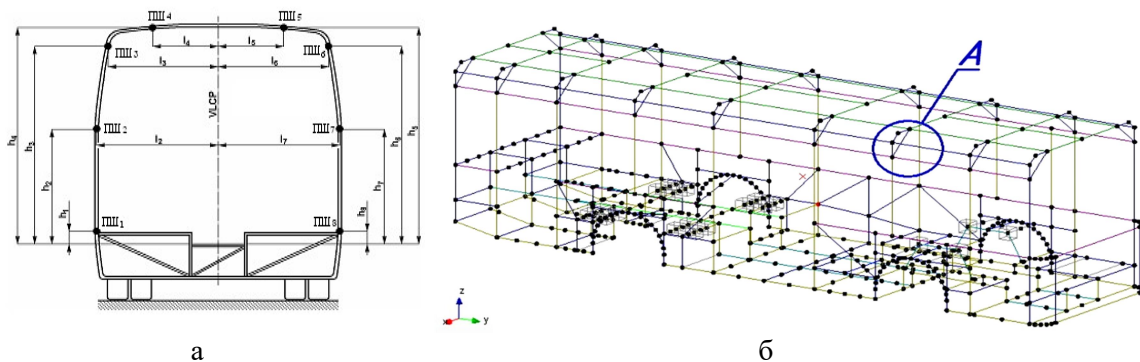


Рис. 1. ПШ та ЗПШ на перерізі (а) і 3D-стрижневій моделі (б) силової структури

Для розрахунків використовуються статичні або динамічні характеристики ЗПД і ПШ у вигляді кривих залежності прогину від навантаження. У розрахунках ПШ повинні відповідати реальним розмірам стійок разом з конструктивними елементами з'єднання. Під час математичного моделювання силова структура подається як єдиний елемент несучого навантаження усієї конструкції. Для прикладу розглянемо об'ємний елемент з вісьмома вузлами, що має 24 ступені свободи і може забезпечити апроксимацію дійсного напружено-деформованого стану у межах об'єму скінченного елемента. Для такого типу елемента компоненти переміщень можна подати у формі таких поліномів:

$$\left. \begin{aligned} u &= \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y + \alpha_4 z + \alpha_5 xy + \alpha_6 xz + \alpha_7 yz + \alpha_8 x^2 \\ v &= \alpha_9 + \alpha_{10} x + \alpha_{11} y + \alpha_{12} z + \alpha_{13} xy + \alpha_{14} xz + \alpha_{15} yz + \alpha_{16} y^2 \\ w &= \alpha_{17} + \alpha_{18} x + \alpha_{19} y + \alpha_{20} z + \alpha_{21} xy + \alpha_{22} xz + \alpha_{23} yz + \alpha_{24} z^2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

або у матричній формі $[U] = [A][\alpha]$ (2)

Загальний вираз для матриці жорсткості має такий вигляд:

$$[K] = \int_V [D]^T [E_\varepsilon] [D] dV. \quad (3)$$

Щоб визначити матрицю $[D]$, яка входить до цього підінтегрального виразу, необхідно спочатку за допомогою залежностей Коші знайти із попередньої залежності значення компонентів деформацій

$$[\varepsilon] = [D_\alpha][\alpha]. \quad (4)$$

Це дасть змогу визначити вектор вузлових переміщень:

$$[q] = [B][\alpha]. \quad (5)$$

Скориставшись цією залежністю, можна привести попередній вираз до вигляду

$$[\varepsilon] = [D][q], \quad (6)$$

де $[D] = [D_\alpha][B]^{-1}$. (7)

Якщо усі грані об'ємного елемента паралельні до координатних площин, то він переходить у паралелепіпед, для якого компоненти переміщення у функції від вузлових переміщень матимуть такий вигляд:

$$\begin{aligned} u &= \frac{x}{a} \frac{y}{b} \frac{z}{c} u_1 - \frac{x}{a} \left(1 - \frac{y}{b}\right) \frac{z}{c} u_2 + \left(1 - \frac{x}{a}\right) \left(1 - \frac{y}{b}\right) \frac{z}{c} u_3 + \\ &+ \left(1 - \frac{x}{a}\right) \frac{y}{b} \frac{z}{c} u_4 + \frac{x}{a} \frac{y}{b} \left(1 - \frac{z}{c}\right) u_5 + \frac{x}{a} \left(1 - \frac{y}{b}\right) \left(1 - \frac{z}{c}\right) u_6 + \\ &+ \left(1 - \frac{x}{a}\right) \left(1 - \frac{y}{b}\right) \left(1 - \frac{z}{c}\right) u_7 + \left(1 - \frac{x}{a}\right) \frac{y}{b} \left(1 - \frac{z}{c}\right) u_8. \end{aligned} \quad (8)$$

Вираз для $v(x, y, z)$ та $w(x, y, z)$ можна записати за аналогією з (1), якщо в останню залежність замість u_i ввести v_i та w_i , що встановлює зв'язок між переміщеннями довільної точки паралелепіпеда $[U]$ та його вузловими переміщеннями $[q]$:

$$[U] = [C][q]. \quad (9)$$

Розгляд залежності (8) підтверджує висновок, що кожний із компонентів переміщень змінюється за лінійним законом вздовж будь-якої прямої, паралельною до однієї із координатних осей. Це приводить до того, що кінематичні граничні умови нерозривності переміщень за переходу через площини перерізу одного елемента в суміжний елемент є збереженими.

Використовуючи залежність (2), можемо визначити компоненти деформацій $[\varepsilon]$, компоненти напружень $[\sigma]$ та матрицю жорсткості $[K]$. Відмітимо, що використання МСЕ матриці $[K]$ для

паралелепіеда, що ґрунтується на апроксимації компонентів переміщення у формі (8), приводить до забезпечення умов суцільності всередині об'єму елемента та кінематичних умов на його поверхні.

Загальна енергія удару E_T , яку має поглинути каркас кузова при випробуваннях на відповідність Правилам №66 ЄЕК ООН визначається з емпіричної рівності [12]:

$$E_T = 0,75Mg\Delta h, \quad (10)$$

де: M - маса транспортного засобу в спорядженому стані, кг; $g = 9,81, \text{ м/с}^2$; Δh - різниця висоти положення центру мас автобуса при перекиданні на бік, м.

При цьому, нормативно визначена залежність енергії E_T в умовах імітаційного аналізу досліджуваної моделі автобуса приймає вигляд:

$$E_T = a_{\text{рез}} M \Delta h, \quad (11)$$

де: $a_{\text{рез}}$ - результуюче прискорення центру мас, отримане в результаті розрахунку на основі закону збереження енергії, м/с^2 .

Активне навантаження повинно діяти у поперечній площині, в якій знаходиться центр ваги силової структури автобуса і яке є перпендикулярним до його поздовжньої вертикальної площини симетрії (VLCP). Активне навантаження прикладається до верхньої обв'язки силової структури через абсолютно жорстку площину прикладення навантаження. спочатку для забезпечення точності прикладення навантаження повинні бути визначені точки дотику до площини прикладення навантаження з силовою структурою, а потім площина прикладення навантаження повинна торкатися тієї частини верхньої обв'язки, яка є найвіддаленішою від поздовжньої вертикальної площини. Активне навантаження прикладається під кутом α по відношенню до поздовжньої вертикальної площини симетрії автобуса аналогічно, як і для модуля кузова [13].

Під час розрахунків напрям активного навантаження не повинен змінюватися, воно має підвищуватися невеликими приростами, і за кожного збільшення навантаження розраховується деформація силової структури. Кількість приростів навантаження повинна перевищувати 100, а їх величина має бути однаковою. У процесі деформації, крім паралельного переміщення, може утворюватися обертання навколо осі перетину площини прикладення навантаження з поперечною площиною, що проходить через центр тяжіння.

Пасивної дії сили від жорсткої фіксації кузова не повинні впливати на наслідки у деформації конструкції. Величина поглиненої енергії (E_a) силовою структурою розраховується за кількістю приростів збільшення навантаження до моменту, за якого залишковий простір вперше стикається з будь-яким із жорстких конструктивних елементів модуля. У ході лабораторних випробувань знімається характеристика ЗПД, яка являє собою нелінійне співвідношення навантаження і деформації. Загальну форму кривої характеристики ПШ, що представляє співвідношення згинного моменту M і кута обертання φ , зображено на рис. 2

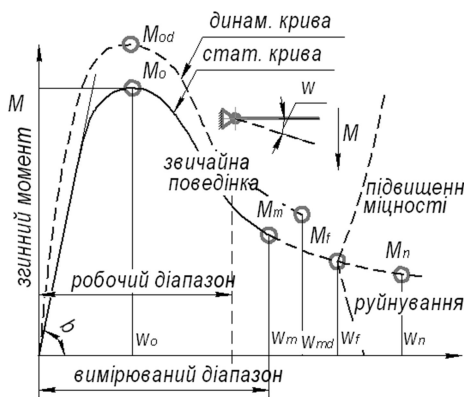


Рис. 2. Статична і динамічна характеристики ПШ

Під час розрахунків використовуються характеристики ПШ кривої M - φ лише у вимірюваному діапазоні. "Вимірюваний діапазон" кривої характеристик ПШ – це діапазон деформації, в якому проводяться вимірювання і він може включати діапазон руйнування та/або стрімкого підвищення міцності. Що стосується "робочого діапазону", то він не повинен перевищувати вимірюваний діапазон і може включати діапазон руйнування, але не діапазон стрімкого підвищення міцності.

Розрізняють два види характеристик ПШ і ЗПД: квазістатичні і динамічні. Останні визначаються такими двома способами: випробуванням компонента під час динамічного навантаження або введенням динамічного коефіцієнта K_d для перетворення квазістатичних характеристик ПШ. Це перетворення передбачає, що значення квазістатичного згинного моменту можуть бути

змінені за допомогою коефіцієнта K_d . Для сталевих елементів конструкції використовують коефіцієнт $K_d = 1,2$ без проведення лабораторного випробування [13].

МСЕ-імітація поведінки при задаванні крайових умов: реакцій, отриманих в результаті оцінки міцності при граничних міцнісних випробуваннях стрижневої моделі (див.рис.1) зображено на рис.3.

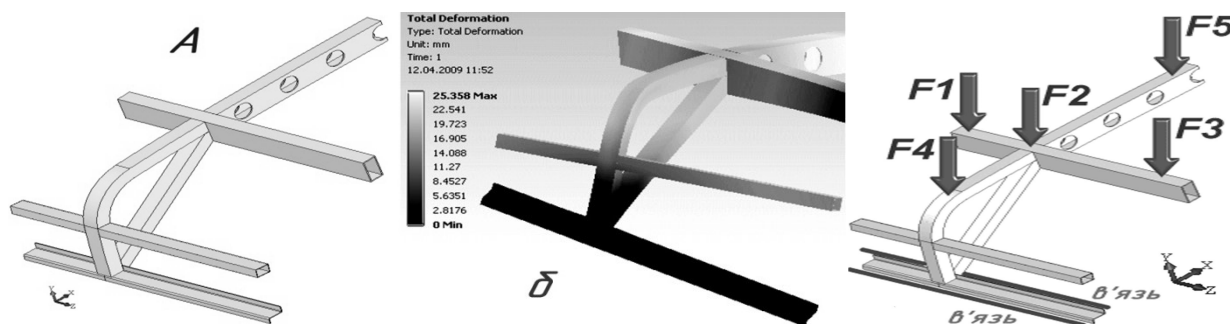


Рис. 3. ПШ (а), карта напружень (б) за даної схеми навантаження (в) досліджуваного вузла даху автобуса

Проведені розрахунки враховуючи нелінійність характеристик, робочий діапазон, масштабність можливих конструктивних деформацій ПШ дозволили виявити зони пластичної деформації. Алгоритм розрахунку передбачав завершення обчислень у випадку, якщо деформація ПШ перевищувала узгоджений робочий діапазон.

Висновок. Під час проведення квазістатичних розрахунків силової структури на основі випробувань вузлів алгоритм розрахунків і комп'ютерна програма повинні враховувати чинники нелінійності характеристик ПШ і припиняти розрахунки у тому випадку, якщо деформація ПШ перевищує узгоджений робочий діапазон ПШ і ЗПД, визначати значення загальної енергії, що поглинається силовою структурою за кожного збільшення навантаження, демонструвати деформовану форму силової структури і положення кожного жорсткого елемента у ній, вказувати, за якого збільшення навантаження відбувається перше проникнення будь-якого з жорстких конструктивних елементів у залишковий простір або настає втрата стійкості силової структури, тобто той момент, коли стан силової структури стає нестійким і деформація продовжується без збільшення навантаження.

1. Belingardi G., Peroni L. Numerical investigation on plastic collapse of thin walled beams subjected to biaxial bending VIII International Conference on Computational Plasticity. – Barcelona, 2005.
2. Peroni L. Plastic collapse of thin walled structures: models and experimental investigations, Ph.D. Thesis. – Politecnico di Torino, Dimec, 2003.
3. Kecman D. “Bending collapse of rectangular steel tubes in relation to the bus rollover problem”, Ph.D. Thesis. – Cranfield Institute of Technology, 1979.
4. Wierzbicki T. and Abramowicz W. On the Crushing Mechanics of Thin-Walled Structures // ASME Journal of Applied Mechanics. – 1983. – Vol. 50. – P. 720–739.
5. Воронков О.В., Песков В.И. Конструкция каркаса крыши автобуса повышенной энергоемкости и жесткости. – Н. Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т, 2009. – С. 127–128.
6. Brown J.C., G.H. Tidbury, “An investigation of the collapse of thin-walled rectangular beams in biaxial bending”, Int. J. Mech. Sciences, 1983. – P. 733–746.
7. Park S.J., Kim, H.W., Kwon Y.J., Yoo W.S. Comparison of beam model and shell model for rollover simulation of bus with the LS-DYNA program Proceedings of ACM06..
8. Горбай О.З. Міцність та пасивна безпека автобусних кузовів: монографія/ О.З. Горбай, К.Е. Голенко, Л.В. Крайник; Нац. ун-т “Львів. політехніка”. – Л. : Вид-во Львівської політехніки, 2013. – 276 с.
9. 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.
10. Горбай О.З. Дослідження напружено-деформованого стану типових вузлових з’єднань каркасів кузовів автобусів в умовах оцінки пасивної безпеки / О.З. Горбай, К.Е. Голенко, М.С. Козак // Вісті Автомобільно-дорожного інституту: наук.-вироб. зб. – Горлівка : АДІ ДонНТУ, 2009. – № 1(8). – С. 100 – 104.
11. Горбай О. З. Оцінювання міцності кузовів мікроавтобусів за умов пасивної безпеки / О.З. Горбай, К.Е. Голенко, М.С. Козак // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів: вісник Нац. ун-ту “Львів. політехніка”. – Л. : Вид-во Нац. ун-ту “Львів. політехніка”, 2010. – Вип. 678. – С. 37 – 44.
12. ДСТУ UN/ ECE R 66-00:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження великогабаритних пасажирських дорожніх транспортних засобів стосовно міцності верхньої частини їхньої конструкції. – Введ. 2003–01–01. – К. : Держспоживстандарт. – 32 с.
13. Regulation Impact Statement ADR 59/00 Standards for Omnibus Rollover Strength. - Austrian Government, 2007. - 35 p.

REFERENCES

1. Belingardi, G. & Peroni, L. (2005). Numerical investigation on plastic collapse of thin walled beams subjected to biaxial bending. *VIII International Conference on Computational Plasticity*. Barcelona.
2. Peroni, L. (2003). *Plastic collapse of thin walled structures: models and experimental investigations*, Ph.D. Thesis. Politecnico di Torino, Dimec.
3. Kecman, D. (1979). *Bending collapse of rectangular steel tubes in relation to the bus rollover problem*, Ph.D. Thesis. Cranfield Institute of Technology.
4. Wierzbicki, T. & Abramowicz, W. (1983). On the Crushing Mechanics of Thin-Walled Structures. *ASME Journal of Applied Mechanics*. Vol. 50, pp. 720–739.
5. Voronov, O. & Peskov, V. (2009). The design of bus roof frame with increased stiffness and rigidity. Novgorod, pp. 127–128.
6. Brown, J.C., & Tidbury, G.H. (1983). An investigation of the collapse of thin-walled rectangular beams in biaxial bending, *Int. J. Mech. Sciences*, pp. 733–746.
7. Park, S.J., Kim, H.W., Kwon Y.J. & Yoo W.S. (2006). Comparison of beam model and shell model for rollover simulation of bus with the LS-DYNA program. *Proceedings of ACM06*.
9. Horbay, O., Golenko, K. & Krainyk, L. (2013). *Strength and passive safety of bus body frame*. 276 p.
10. Holenko, K., Horbay, O. & Krainyk, L. (2008). Computer simulation and analysis of stress-strain state of body frame the Low-entry bus. *Dynamics, Durability and Design of Machines and Devices*, no. 614, pp. 63-68.
11. Horbay, O., Holenko, K. & Kozak, M. (2009). Investigation of stress-strain state of standard node connections of bus body frames in terms of passive safety assessment. *Proceedings of Automobile and Road Institute, Gorlovka*, No. 1(8), pp. 100-104.
12. Horbay, O., Holenko, K. & Kozak, M. (2010). Assessment of vans bodies strength under passive safety conditions. *Dynamics, Strength and Design of Machines and Devices*, no. 678, pp. 37-44.
13. UN/ ECE R 66-00:2002. *Uniform technical prescriptions concerning the approval of large passenger vehicles with regard to the strength of their superstructure*. 61 p.
14. Regulation Impact Statement ADR 59/00 *Standards for Omnibus Rollover Strength*. Austrian Government, 2007. -35 p.

Горбай О.З. Оценка прочности узловых соединений каркаса кузова автобуса.

Дана оценка прочности верхней части кузова автобуса тестированием поглощающей способности узлов и соединений методом «компонентов + симуляция составляющих» во время приложения статических / динамических нагрузок с фиксацией реальных статических, динамических и остаточных деформаций в типичных узловых соединениях каркасов несущих систем автобусов. На основании испытаний компонентов при приложении нагрузок определено местонахождение пластических шарниров и зоны пластической деформации в силовой структуре каркаса автобуса.

Ключевые слова: пассажирский автобус, каркас кузова, статическая прочность, МКЭ. квазистатические нагрузки, Правила ЕЭК ООН № 66, FMVSS No.216.

Orest Horbay. Assessment the strength of hinges of bus body frame.

Estimated the strength of bus body superstructure in case of absorbed energy by application the «Component Testing + Numerical Simulation» test. Determined actual static, dynamic, and retention strain in typical hinges and bearing joints of the frame of buses. Defined location of plastic hinges and zones of plastic deformation in the superstructure of the frame of the bus by quasi-static loading test.

Keywords: passenger bus, body frame, static strength, FEA. quasi-static load, UNECE Regulation 66, FMVSS No.216.

АВТОР:

ГОРБАЙ Орест Зенонович, доктор технічних наук, доцент кафедри «Автомобілебудування», Національний університет «Львівська політехніка», e-mail: orest_60@yahoo.ca

АВТОР:

ГОРБАЙ Орест Зенонович, доктор технических наук, доцент кафедры «Автомобилестроение», Национальный университет «Львівська політехніка», e-mail: orest_60@yahoo.ca

AUTHOR:

Orest HORBAY, Doctor of Science in Engineering, Assistant Professor of Automotive Department, Lviv Polytechnic National University, Ukraine, e-mail: orest_60@yahoo.ca

Стаття надійшла в редакцію 14.03.2016р.