

Горбай О.З., к.т.н., Голенко К.Е., аспірант, Козак М.С., інж.

НУ «Львівська політехніка», м. Львів

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТИПОВИХ ВУЗЛОВИХ З'ЄДНАНЬ КАРКАСІВ КУЗОВІВ АВТОБУСІВ В УМОВАХ ОЦІНКИ ПАСИВНОЇ БЕЗПЕКИ

Досліджено напружено-деформований стан типових вузлових з'єднань каркасів кузовів автобусів різних типів (Low-entry та на основі шасі вантажного авто) в умовах випробувань пасивної безпеки на відповідність Правилам №66 СЕК ООН та нормативним вимогам FMVSS No. 216.

Комплексний аналіз методом кінцевих елементів (МКЕ) напружено-деформованого стану всієї просторової структури каркасу кузова автобуса, при задаванні його у вигляді стрижневої моделі (beam-model) та розрахунках на той чи інший міцнісний режим, забезпечує оператора ПК лише загальною інформацією про тенденції послаблення ферми у її складових вузлах. Для отримання точних результатів поведінки даних вузлів у поставлених крайових умовах доцільно переходити до їх локального МКЕ-аналізу — переходу до твердотілої моделі (solid-model). При цьому режимами розрахунків виступали: деформаційні випробування каркасу даху моделі 4289 типу Low-entry згідно вимог FMVSS No. 216 та аналіз пасивної безпеки модифікації А079.23 на основі шасі вантажного авто в умовах Правил №66 СЕК ООН, що представляє інтерес з точки зору поповнення бібліотеки даних поведінки різних конструкційних матеріалів в умовах статичних/динамічних навантажень.

Для вирішення поставленої задачі виконується попередній комплексний аналіз стрижневих 3D-моделей зазначених автобусів для режимів бокового перекидання згідно Правил №66 СЕК ООН [1] (рис. 1) та поступового навантаження каркасу даху недеформованою плитою модифікації 4289 типу Low-entry [2] (рис. 2).

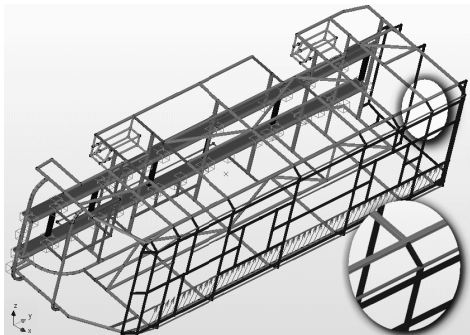


Рис. 1. Представлення стрижневої 3D-моделі А079.23 при розрахунку на відповідність Правилам №66 СЕК ООН

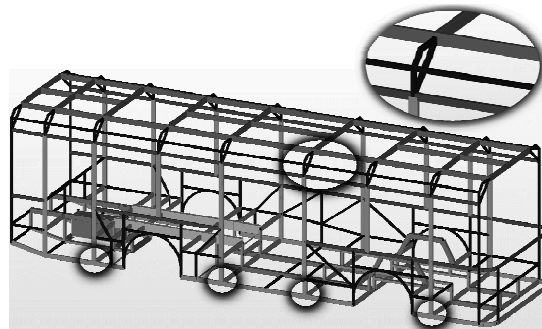


Рис. 2. Представлення стрижневої 3D-моделі 4289 при розрахунку на міцність верхньої частини каркасу кузова

Існуючі технології автобусобудування дозволяють використовувати при виготовленні каркасів кузовів сталі різних марок, проте, виходячи з фізико-механічних показників та собівартості матеріалу, найбільше розповсюдження отримала конструкційна Сталь 20 з межею текучості 245 МПа та міцності 410 МПа відповідно. Використовуючи сучасні методи гартування та легування при виробництві відповідальних за міцність вузлів просторових ферм автобусів, можуть бути застосовані сталі з границею текучості та міцності, збільшеними на 15-45%, в залежності від поставлених задач (Сталь 25, Сталь 30, 20ХН, 40ХН, тощо).

Загальна енергія удару E_T , яку має поглинути каркас кузова при випробуваннях на відповідність Правилам №66 ЄЕК ООН визначається з емпіричної рівності [1]:

$$E_T = 0,75Mg\Delta h, \quad (1)$$

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 (1) в умовах імітаційного аналізу досліджуваної моделі автобуса приймає вигляд [3]:

$$E_T = a_{\text{рез}} M \Delta h, \quad (2)$$

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

Величини пластичних деформацій при перекиданні автобуса лише на бік чи з певною кількістю обертів навколо поздовжньої осі в значній мірі залежить від обраної сталі виготовлення каркасу кузова. При цьому визначення технічних характеристик та характеру поведінки окремих елементів, складових каркасу кузова автобуса, викликає практичний інтерес в умовах натурального експерименту та імітаційного розрахунку з точки зору визначення можливих напружень та деформацій, що можуть утворитись в умовах реального ДТП. На рис. 3 представлені приклади характеру поведінки міжвіконних стійок (40x2) в залежності від обраного матеріалу [4] та їх МКЕ-імітація поведінки при задаванні крайових умов: реакцій, отриманих в результаті оцінки міцності при граничних міцнісних випробуваннях стрижневої моделі автобуса 4289.

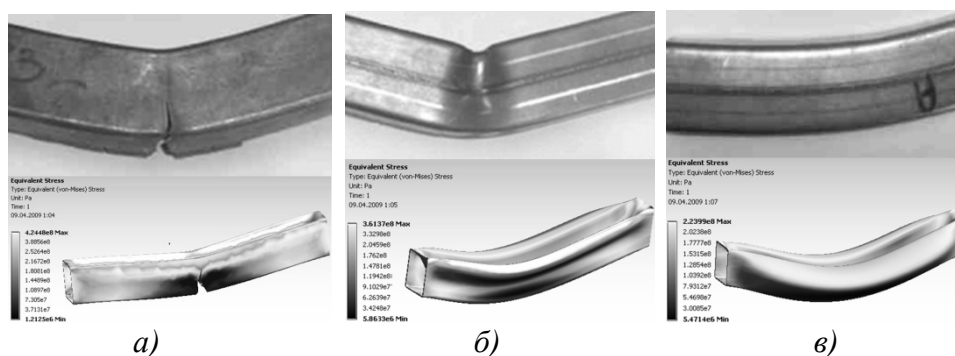


Рис. 3. Зразок та МКЕ-імітація:
 а) Сталь 20; б) Сталь 30; в) 40ХН

Варто зауважити, що при заданих крайових умовах міцнісного аналізу, максимальні напруження у досліджуваній міжвіконній стійці (40x2), виготовленій з матеріалу Сталь 20, склали 424 МПа (розрив на рис. 3а); Сталь 30 — 361 МПа (рис. 3б); 40ХН — 223 МПа, відповідно.

При імітації виконання Правил №66 ЄЕК ООН, реакції удару від опорної поверхні кювету прикладаються по довжині поздовжнього ребра сходження боковини з дахом пропорційно значенню спорядженої маси складових секторів автобуса А079.23 з врахуванням результуючого прискорення $a_{\text{рез}}$ (2). При цьому, напрям прикладання навантаження повинен створювати з поздовжньою вертикальною площиною симетрії транспортного засобу кут α , що визначається з формули [5]

$$\alpha = 90^0 - \arcsin(800 / H_c), \quad (3)$$

де H_c — габаритна висота автобуса від опорної поверхні до «ударного» ребра.

Так, для моделі автобуса А079.23 даний кут дорівнює $15^{\circ}3'$. З умов недеформованості нижньої несучої частини каркасу кузова, практично підтвердженої багатьма попередньо проведеними експериментами [4], прикладання в'язей виконувалось у вузлах шасі вантажного авто, що в результаті аналізу пасивної безпеки стрижневої моделі А079.23 дозволило отримати наступні значення реакцій (табл. 1) у досліджуваному вузлі на рис. 1. Схема прикладання навантажень та локальних в'язей, а також напружено-деформований стан з максимальним значенням 172 МПа подані на рис. 4а та рис. 5а.

Таблиця 1

Значення реакцій у вузлах згідно з Правил №66 ЄЕК ООН

Позначення реакцій	Проекції максимальних реакцій у вузлах, H		
	X	Y	Z
F1	1654,67	-1450,00	305,00
F2	1481,33	-4032,67	225,67
F3	676,33	-4199,00	259,33
F4	642,00	-3661,67	157,67

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. Такий розрахунок проведено для вузлів даху автобуса 4289 типу Low-entry [6]. Схема прикладання навантажень (табл. 2) з локальними в'язями вузла, а також результати досліджень пластичних деформацій просторової ферми даху на прикладі навантаження $0,3\text{Mg}$ подані на рис. 4б та рис. 5б.

Таблиця 2

Значення реакцій у вузлах згідно з FMVSS No.216

Позначення реакцій	Проекції максимальних реакцій у вузлах, H		
	X	Y	Z
F1	136,14	-736,8	218,9
F2	213,52	-564,65	20,87
F3	151,3	-412,3	108,2
F4	174,21	-368,65	-356,67
F5	113,89	-703,86	-50,56

При статичному аналізі на режим кручення, що передбачає закручування кузова в результаті вивішування одного з коліс найменш навантаженої осі (в даному випадку було вивільнено праве переднє), було досліджено типові вузли «кутники» з'єднання порогу автобуса моделі 4289 з поперечними трубами основи. Варто звернути увагу, що при однаковому прикладеному навантаженні $F1=1256,3 \text{ H}$ (рис. 4в та рис. 4з), отриманому з попередньо проведеного міцнісного розрахунку [6], виконання «кутника» з додатковою косинкою (рис. 5з) забезпечило на 85% більшу міцність за базовий вузол без листового посилення (рис. 5в).

Таким чином, алгоритми розрахунків, закладених при програмуванні, повинні враховувати нелінійність характеристик, робочий діапазон, масштабність можливих конструктивних деформацій пластичних шарнірів (ПШ) і зон пластичної деформації (ЗПД), а також припиняти розрахунки в випадку, якщо деформація ПШ перевищує узгоджений робочий діапазон.

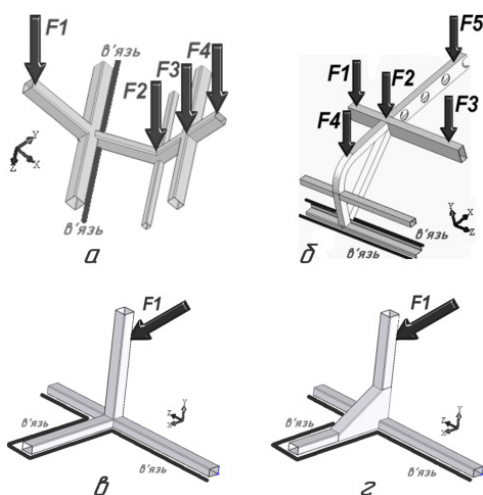


Рис. 4. Розрахункова схема навантажень:

а) вузол даху А079.23; б) вузол даху 4289; в) «кутник» без листового посилення 4289; г) «кутник» з косинкою 4289

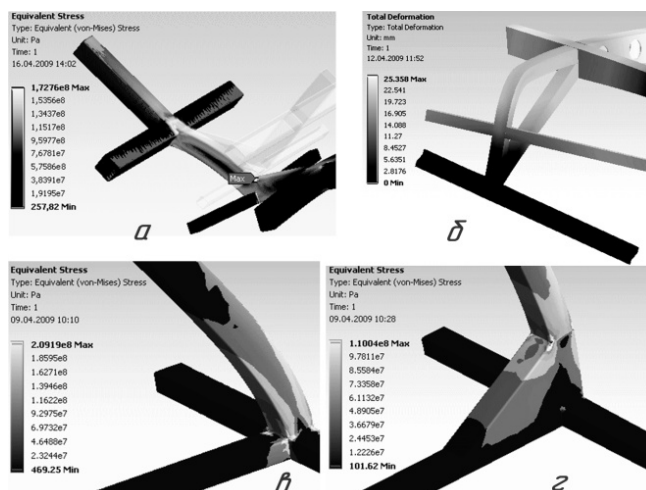


Рис. 5. Напружено-деформований стан:

а) вузол даху А079.23; б) вузол даху 4289; в) «кутник» без листового посилення 4289; г) «кутник» з косинкою 4289

Конструктивні елементи між ЗПД та ПШ при розрахунках можуть розглядатися як жорсткі або еластичні частини, причому їх довжина повинна визначатися з врахуванням реальних габаритів та геометрії поперечного січення. По типу і напрямку навантаження, що прикладається до кожного ЗПД і ПШ, визначається крива залежності прогину від навантаження. Криві характеристик пластичного шарніра зображують співвідношення згинаючого моменту (M), та кута обертання (φ). Загальна форма кривої характеристик ПШ подана на рис. 6 [7]. Форма кривої характеристики зони пластичної деформації (ЗПД), яка відображає нелінійне співвідношення навантаження і деформації, вимірюється на конструктивних елементах в ході лабораторних випробувань.

На представлених графіках розрізняють вимірюваний і робочий діапазони. Вимірюваний діапазон кривої характеристик ПШ — це діапазон деформації, в якому проводяться вимірювання, що можуть включати діапазон руйнування і/або стрімкого підвищення міцності. Робочий діапазон кривої характеристик ПШ — це діапазон, що охоплюється розрахунками і не повинен перевищувати вимірюваного діапазону, хоча може включати діапазон руйнування, але не перекривати діапазон стрімкого підвищення міцності.

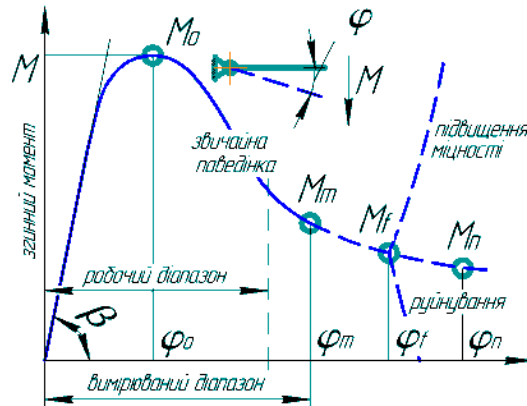


Рис. 6. Характеристика пластичного шарніру

Характеристики ПШ і ЗПД поділяються на квазістатичні та динамічні. Останні визначаються двома способами: випробування компоненту на динамічну дію та з використанням динамічного коефіцієнта Kd для перетворення квазістатичних характеристик ПШ. Дане перетворення припускає, що значення квазістатичного моменту на згин можуть корегуватися за допомогою коефіцієнта Kd , який дорівнює 1,2 для сталевих елементів конструкції [8].

Висновки

На основі отриманих результатів імітаційних випробувань показників пасивної безпеки та міцнісних характеристик каркасів кузовів автобусів підтверджена доцільність переходу від комплексного МКЕ-аналізу стрижневої моделі (beam-model) до локального дослідження характерного вузла просторової ферми, представленого у вигляді твердотілої моделі (solid-model), що забезпечує додаткову точність оцінки напружено-деформованого стану критичного елемента та гнучкість оптимізації його міцнісних характеристик.

Список літератури

1. 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).
2. Голенко К.Е. Особливості формування несівних структур каркасу автобуса типу low-entry / К.Е. Голенко, Л.В. Крайник. — Вісник НУ “Харківський політехнічний інститут”. — 2008. — С. 152-157.
3. Matyas Matolcsy. Development possibilities in relation to ECE Regulation 66 (Bus Rollover Protection) / Matolcsy Matyas: Hungary Paper No. 98-S4_O-04 / IKARUS Vehicle Manufacturing Company. — Sixteenth International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles. — Windsor, Canada, 1998.
4. Dr. R. Hashemi. UN-ECE Regulation 66: Strength of Super-structure during Rollover APSN Workshop on Bus & Truck Passive Safety / Hashemi Dr. R. — Prague. — 2005. — 24th March. — P. 32.
5. Meghan Elizabeth Henty. Virtual Simulation of a Pickup Truck Rollover Test using the Nonlinear Finite Element Code PAM-CRASH / Elizabeth Henty Meghan: Master Thesis / The Pennsylvania State University. — 2003. — May.
6. Голенко К.Е. Комп’ютерне моделювання і аналіз напружено-деформованого стану каркасу кузова автобуса типу Low-entry / К.Е. Голенко, О.З. Горбай, Л.В. Крайник. — Вісник НУ “Львівська політехніка”. Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. — 2008. — № 614. — С. 63-68.
7. Vehicle Standard (Australian Design Rule 59/00 — Standards For Omnibus Rollover Strength) 2007.
8. Ganesh B. Rollover strength prediction of bus structure using LS-Dyna 3D / B. Ganesh. — Altair CAE users conference 2005, India. — Page 7.

Стаття надійшла до редакції 05.05.09
© Горбай О.З., Голенко К.Е., Козак М.С., 2009