

О. З. Горбай¹, В. М. Когут², І. С. Керницький³^{1,2} Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра автомобілебудування;³ SGGW (Warszawa)

ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КАРКАСІВ ПАСАЖИРСЬКИХ АВТОБУСНИХ СИДІНЬ В УМОВАХ ІМІТАЦІЇ НАТУРНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ

© Горбай О. З., Когут В. М., Керницький І. С., 2015

Виконано динамічний розрахунок моделі каркаса пасажирського сидіння великогабаритного транспортного засобу в умовах імітації натурального експерименту. Комп'ютерним 3-D моделюванням встановлено відповідність двомісних автобусних сидінь до вимог єдиних технічних приписів щодо офіційної сертифікації сидінь великогабаритних пасажирських дорожніх транспортних засобів і офіційної сертифікації цих дорожніх транспортних засобів стосовно міцності сидінь та їх кріплень згідно з міжнародними правилами ЄЕК ООН R 80.

Ключові слова: міцність пасажирських автобусних сидінь, правила ЄЕК ООН R 80.

Under conditions simulating the dynamic experiment calculated the model of framework of passenger seat of large passenger vehicle. Presented computer simulations of conformity of half soft double bus seat of uniform provisions concerning the approval of seats of large passenger vehicles and of these vehicles with regard to the strength of the seats and their anchorages according UN/ECE R 80.

Key words: strength the seat of public buses, UN/ECE R 80.

Вступ. Визначення необхідної та максимально допустимої міцності автобусних пасажирських сидінь є достатньо складними завданнями, безпосередньо пов'язаними із забезпеченням пасивної безпеки салонів великогабаритних колісних транспортних засобів (КТЗ). Це пов'язано і з жорсткими вимогами до безпеки перевезень пасажирів, і з впровадженням у практику автобусобудування принципово нових типів кузовів. Крім того, відсутність конструктивно аналогічних прототипів кузовів не дозволяє під час проектування використати багаторічний досвід експлуатації нових типів кузовів, а застарілі розрахункові методики не дають змоги враховувати особливості їх експлуатації в реальних умовах. Тому економічно доцільним є формування послідовних етапів проектування салону автобуса з використанням сучасних програмних пакетів для перевірки міцності пасажирських сидінь та їх кріплень згідно з міжнародними нормами. Такий причинно-наслідковий підхід до моделювання умов ДТП за участю пасажирів в автобусах категорії МЗ дозволить уникнути помилок у розрахунках та усунути недоліки в конструкції вже на етапі проектних робіт.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблематика пасивної безпеки перевезень пасажирів у великогабаритних транспортних засобах досліджують у багатьох організаціях: Європейський комітет з випробувань *EURONCAP*; Американський інститут страхування і дорожньої безпеки *IIHS*; Американське управління дорожньої безпеки *NHTSA*; Південноамериканський комітет *LATINNCAP*; Японське національне агентство з автомобільної безпеки *NASVA*; Австралійський комітет *ANCAP*; Корейський комітет *KNCAP*; Китайський комітет *C-NCAP*. У своїх дослідженнях вони використовують норми пасивної безпеки для: Європи – *UN/ECE*; Австралії –

ADR; Америки – *FMVSS*, які принципово відрізняються. Так, наприклад, згідно з *ADR 68* [1] допускається пікове пришвидшення у 20 g, коли в правилах *UN/ECE R 80* [2] воно коливається в діапазоні 8–12 g. Істотно відрізняється тривалість дії пікового пришвидшення – відповідно 0,05 с і 0,08–0,15 с. Вдвічі відрізняються допустимі значення критерію травмування голови (*HIC*).

Для забезпечення наведених вище норм проводять випробування пасажирських сидінь на міцність динамічним/статичним методом. Аналіз методик проведення статичних випробувань пасажирських сидінь згідно з вимогами *FMVSS 222* [3] і *UN/ECE R 80* [2] виявив розбіжності у значеннях: початкових навантажень; прикладених зусиль по верхньому і нижньому рядах; часовій витримці прикладених зусиль. До випробувальної установки висувають вимоги для забезпечення максимального переміщення у 500 мм, зусилля 5 кН і швидкості 1 м/с.

Сертифікаційні випробування КТЗ вважають успішними, якщо виконані вимоги щодо умовного “травмування” голови: – пришвидшення центра мас голови не перевищило 80 g протягом 3 мс, а в разі удару головою об будь-яку перешкоду, критерій *HIC* не перевищив значення 1000. Згідно з вимогами пасивної безпеки Правил *UN/ECE R 80* допускаються такі величини критеріїв допустимого травмування на пасажирському сидінні: голови *HIC* менше ніж 500; грудної клітки *THCC* менше ніж 30 g, за винятком випадків, коли інтервали часу дії сили становлять у сумі менше ніж 3 мс; стегна *FFC* менше ніж 10 кН, а для інтервалів часу, протягом 20 мс, ця величина не повинна перевищувати 8 кН.

Формулювання мети дослідження. Метою цієї праці є порівняльний аналіз проведення статичних випробувань згідно з міжнародними правилами R 80 ЄЕК ООН методом комп’ютерного 3-D моделювання прикладання ударного навантаження статичним і динамічним способами та з’ясування можливих шляхів покращання травмобезпечності пасажирських сидінь автобусів.

Постановка проблеми. У результаті проведеного аналізу літературних джерел та нормативних документів різних країн щодо пасивної безпеки виявлено достатньо велику розбіжність у допустимих величинах критеріїв травмування пасажирів на пасажирському місці в КТЗ, методах і методиках випробувань пасажирських сидінь та їхніх кріплень на міцність. Однією з проблем, яка трапляється під час застосування методів математичного моделювання, є вибір граничних умов і типу прикладання навантаження під час проведення сертифікаційних випробувань пасажирських сидінь великогабаритних транспортних засобів.

Викладення основного матеріалу дослідження. Досягнення функціональності, безпеки та надійності є пріоритетними задачами розрахунків на міцність. Деформації, зазвичай, асоціюються з функціональністю, а напруження – з безпекою та надійністю. З інженерного погляду крива залежності напруження-деформації є найважливішою характеристикою матеріалу, особливо актуальною в межах випробувань на пасивну безпеку. Зазвичай застосовуємо цю криву під час оцінювання результатів одноосьових випробувань на розтяг, і тут можливі два варіанти поведінки матеріалу: матеріал, що демонструє значні деформації, перш ніж він досягне розриву, називається в’язким; матеріал, у якого розрив досягається швидко та відсутня зона пластичності (частина кривої між межею текучості та розриву), наприклад, скло, називається крихким. Розрив крихких матеріалів відбувається переважно за нормальних напружень (розтяг – *tensile failure*); для пластичних матеріалів є характерним зсув (*shear failure*). Поведінку крихких матеріалів зрозуміти легше, адже в результаті навантаження моделі відбувається її фізичне явне руйнування. Інша ситуація з пластичними матеріалами: в результаті тесту на розтяг відбувається звуження шийки випробуваного зразка з формуванням конусної форми в ділянці прогнозованого розриву – напруження моделі перевищують межу текучості матеріалу.

Розглянемо концепцію навантажень на основі двовимірної моделі (рис. 1): вісь X відповідає так званому базовому напрямку, вздовж якого напруження задаються величинами (σ_x , τ_{xy}). У будь-якому напрямку для кінцевого елемента напруження можуть бути записані через (σ , τ).

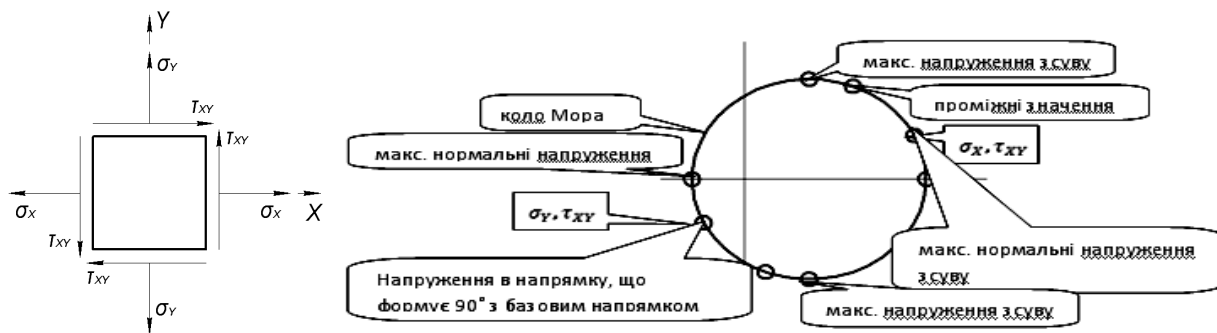


Рис. 1. Схема напружень (2D-модель) та діаграма напружень досліджуваного перерізу

Проаналізуємо залежність між нормальними σ та дотичними τ напруженнями. Спершу відкладемо зону напружень $\sigma - \tau$ та позначимо точку σ_x, τ_{xy} . Для заданої точки існує пара значень σ_y, τ_{xy} , яка формує кут 90° з базовим напрямком. За аналогією ми можемо відкласти інші проміжні точки напружень. Сукупність таких точок формує коло Морса, за котрим можемо повністю визначити напружений стан ($\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$) кінцевого елемента. Відомо декілька теорій оцінки міцності конструкції, проте, враховуючи застосування пластичних матеріалів для виготовлення каркаса сидіння, оптимальною є теорія за критерієм Мізеса

$$\frac{1+\nu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \geq \frac{1+\nu}{3E} \sigma_y^2. \quad (1)$$

Досліджувана модель залишилась без змін і відповідає моделі для статичного розрахунку [4–7]. До цієї розрахункової моделі прикладено в'язі до площини основи ніжки та до площини бокового кронштейна, що кріпиться до боковини автобуса. Кріплення передбачає болтове з'єднання М10 з кріпильним отвором кронштейна, яке дорівнює 25 мм. Для відслідковування цієї конструктивної особливості в розрахунковій моделі враховано можливість поздовжнього ходу болта, що дорівнює 10 мм. У інших напрямках будь-які переміщення заблоковані (аналог жорсткого з'єднання).

Згідно з умовами записування рівняння рівноваги всі вузлові фактори змінюються за єдиним спільним законом, що задовольняє умову імітаційних випробувань даного об'єкта досліджень. Під час досліджень розглядався випадок статичного розрахунку, коли навантаження залишається незмінним, а поняття інтервалу часу – відсутнє. Графічно процес навантаження залежно від часу відображено на рис. 2.

Насправді під час випробувань натурної моделі відбувається складний процес навантаження, що складається з таких етапів:

- навантажувальні форми перед початком удару вже перебувають у контакті зі спинкою сидіння, створюючи нормативно визначене навантаження, яке дорівнює 20 Н;
- максимально швидке прикладання навантаження;
- збереження значення зазначеного навантаження протягом не менше ніж 0,2 с;
- зняття навантаження з моделі (навантажувальні форми від'єднуються від каркаса сидіння).

Очевидно, що для моделювання перехідних процесів, статичного розрахунку при незалежності від часу недостатньо, тому необхідно вдаватися до інших методів. Динамічний розрахунок (або розрахунок вимушених коливань моделі) передбачає аналіз поведінки моделі за заданого закону зміни навантаження в часі. Цей тип розрахунку доцільно застосовувати, якщо необхідно дослідити поведінку конструкції під час раптової дії навантаження або наявності перехідних процесів імпульсного характеру чи удару. Суть динамічного розрахунку полягає у диференціації руху моделі за відповідними формами коливань.

Динамічний розрахунок передбачає оцінку зміни поведінки моделі протягом певного інтервалу часу. У цьому випадку обрано інтервал 0,5 с, розбитий на три кроки: 1-й крок: 0–0,06 с; 2-й крок: 0,06–0,3 с; 3-й крок: 0,3–0,5 с. Прикладають навантажень у відповідності до протоколу випробувань № ПД 05/12 [8], і воно становить: 1825 Н на верхньому рівні навантажень (0,55 м над

базовою поверхнею); 625 Н – на нижньому рівні навантажень (0,8 м). Ці навантаження прикладені в горизонтальній площині у напрямі повздовжньої осі симетрії моделі.

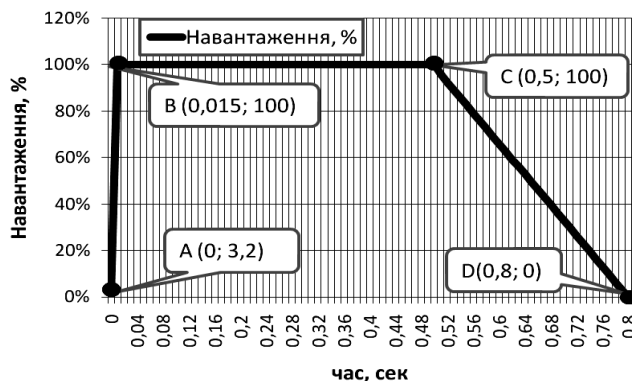


Рис. 2. Графік прикладання навантаження до розрахункової моделі каркаса сидіння згідно з вимогами Правил R 80 ЄЕК ООН

У нульовий момент часу значення навантажень становить 20 Н, що є умовою Правил R 80 ЄЕК ООН, які передбачають попереднє навантаження на спинку сидіння задля запобігання утворення зазору між формою та спинкою сидіння. Наступним кроком передбачене інтенсивне збільшення навантаження до його екстремуму за якомога коротший проміжок часу (визначено Правилами), який дорівнює у нашому випадку 0,06 с. Досягнувши максимального значення, це навантаження повинно зберігатися сталим протягом щонайменше 0,2 с, а після цього спадати до нуля. Інтервал

часу 0,3–0,5 с передбачає вільні коливання конструкції в результаті зняття навантаження.

Згідно з отриманими результатами щодо відповідності каркаса сидіння до нормативних вимог Правил R 80 ЄЕК ООН в результаті динамічних випробувань максимальне напруження конструкції за Мізесом становить 389,04 МПа та зафіксовано воно в ділянці отвору болтового з'єднання ніжки каркаса сидіння. При цьому максимальне значення переміщення конструкції становило 205,58 мм і зафіксовано у верхній частині лівого за ходом руху каркаса сидіння. Такий результат свідчить про більшу податливість каркаса саме лівого сидіння й пояснюється близькістю з консольною опорою – кронштейном кріплення до боковини автобуса. Локальний аналіз пластичних деформацій (*Equivalent Plastic Strain*) демонструє максимальні деформації в межах 0,1165 мм/мм в ділянці сходження приварної косинки з трубою каркаса цього сидіння.

Незважаючи на підібрані параметри косинки та товщини застосованої для каркаса труби (25×2,5 мм), система кріплення згідно з Правилами R 80 ЄЕК ООН має зберігати достатній запас міцності (принаймні, залишатися незруйнованою). У цьому випадку йдеться про болтове з'єднання (болт М10), яке розміщене найближче до максимально zdeформованої ділянки. Слід очікувати виникнення високого рівня напружень відповідно у ньому та у кріпильній гайці. Насправді максимальне напруження болта становило 105,23 МПа, а гайки – 220,82 МПа, що є нижче за межу текучості матеріалу виготовлення (10кп, 20кп, 40Х або 30ХР).

Зафіксовані в моделі переміщення у кожній з точок прикладання навантажень зображені на рис. 3. Нумерацію графіків переміщень залишено згідно зі схемою для статичного розрахунку [6], для якої сили прикладання навантажень відповідають індексам 1, 2 та 5, 6. Згори відображені мінімальні значення переміщень у межах заданої ділянки навантажень, знизу – максимальні значення.

Судячи з отриманих результатів, можемо дійти висновку, що досліджуване сидіння відповідає вимогам Правил R 80 ЄЕК ООН, адже максимальні переміщення перебувають у допустимих межах: перевищують 50 мм на рівні висоти $\Delta_1 = 0,55$ м та 100 мм на рівні $\Delta_2 = 0,8$ м. Фактичні значення переміщень для кожного рівня висоти вздовж осі прикладання навантаження становили:

$$\Delta_1 = 49,9 + 55) / 2 \approx 52 \text{ мм}; \quad (1)$$

$$\Delta_2 = 127,9 + 132,9) / 2 \approx 130,4 \text{ мм}. \quad (2)$$

Порівняємо отримані значення із зафіксованими в результаті натурних випробувань каркаса сидіння автобуса протоколу випробувань № ПД 05 / 12 [8]. Величина похибки δ (таблиця) визначається за такою залежністю:

$$\delta = 100\% - \left(\frac{\Delta p \cdot 100\%}{\Delta e} \right), \quad (4)$$

де Δp – розрахункове; Δe – експериментальне переміщення.

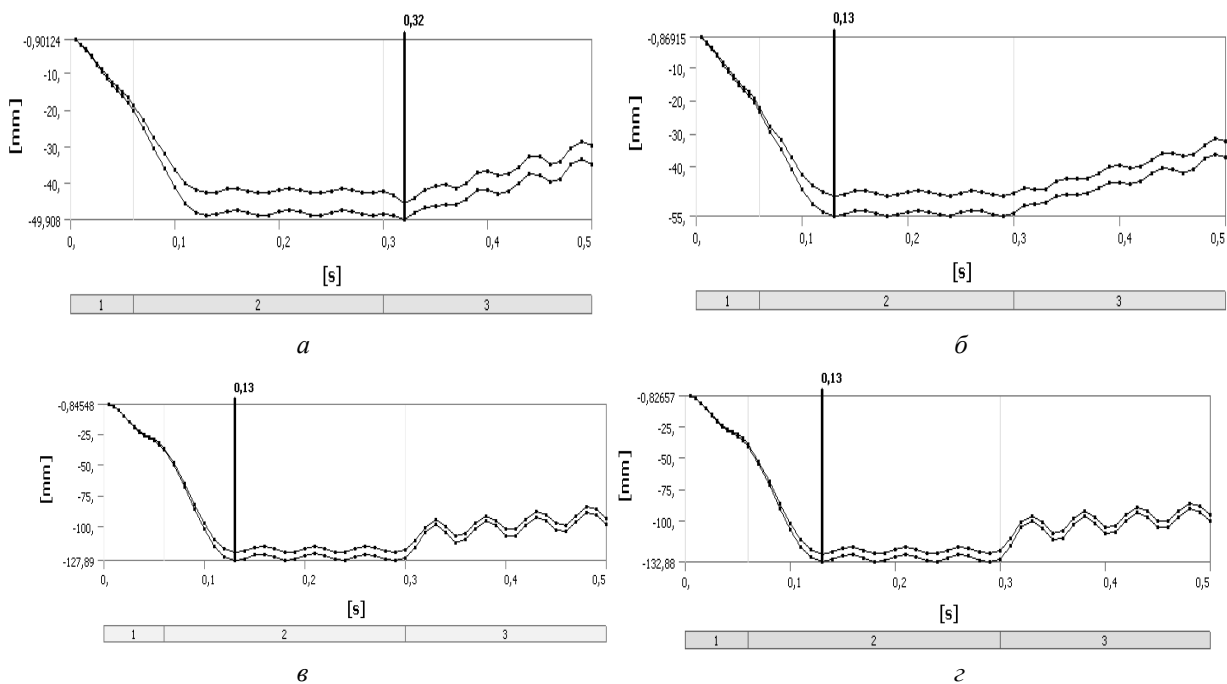


Рис. 3. Графіки залежності переміщень від часу в ділянці прикладання навантаження згідно з [8] від сили: а – F1; б – F2; в – F5; г – F6

Експериментальні та розрахункові результати випробувань на відповідність до Правил R 80 ЄЕК ООН каркаса сидінь у результаті динамічних випробувань

Висота прикладання навантаження, м	Розрахункове значення, мм	Експериментальне значення (згідно з протоколом), мм	Похибка, %
0,55 52		60 13,3	
0,8 130,4		110	18,54

Значення похибки зменшилось порівняно зі статичними розрахунками, що свідчить про наближення результатів комп'ютерної імітації до реальної поведінки моделі в умовах натурних випробувань.

Перевагою проведення саме динамічного розрахунку є можливість відстеження поведінки конструкції в будь-який момент часу. Так, максимальне переміщення в ділянці прикладання сили F1 зафіксовано у момент часу 0,32 с; сили F2 – 0,13 с; сили F5 – 0,29 с; сили F6 – 0,13 с. У такий спосіб права частина досліджуваного сидіння характеризується вищою податливістю та швидше сприймає енергію удару. Частково це пояснюється тим, що плече (відстань між опорою та точкою прикладання навантаження) більше, аніж у розташованій поруч з кронштейном кріплення до боковини лівої частини сидіння.

Додатковою перевагою проведення динамічного розрахунку за запропонованою методикою є можливість уникнення типової для цього типу задач помилки: задання некоректного інтервалу досягнення максимальних навантажень моделі. Незважаючи на те, що максимальне навантаження досягалось за 0,06 с, запропонована методика розрахунку враховувала інерційність системи та продемонструвала, що повне поглинання енергії від удару (в момент досягнення максимального навантаження) відбувається значно пізніше – в період 0,13–0,32 с.

Очевидно, що результати випробувань, наведені в таблиці, є результатом розв'язання прямої задачі: прикладання навантажень → вимірювання переміщень. Такий підхід має певні недоліки: ми не можемо судити про безпечність прикладання навантажень (пришвидшення, що передаються на тіло пасажирів); не можемо заздалегідь провести структурну оптимізацію задля покращання результатів натурних випробувань.

Поставимо зворотню задачу: замість прикладання навантажень, задамо результуючими переміщеннями, що досягаються за 0,13 с, а потім заміряємо пришвидшення у контрольних точках. Врахуємо, що повне поглинання енергії від удару (в момент досягнення максимального навантаження) відбувається в період 0,13–0,32 с. Отже, крайовими умовами є: переміщення від P_1 , дорівнює 137,2 мм та переміщення від P_2 – 77 та 100 мм відповідно для лівого та правого сидіння. Схема прикладання в'язей залишається без змін. Карта переміщень та напружень відображена на рис. 4, з якого ми можемо зробити такі висновки:

1) нерівномірність деформацій правого та лівого крісел: на рис. 4, а бачимо, що ліве сидіння zdeформувалось по центру, а праве – обернулось всією площиною відносно його консольного кріплення. Отже, лівий пасажир приймає удар поясною, а правий – всією спиною;

2) напруження в зоні кріплення ніжки перейшли далеко за межу текучості матеріалу виготовлення (250 МПа), що відображено на рис. 4, б (максимальне напруження становило 1420 МПа).

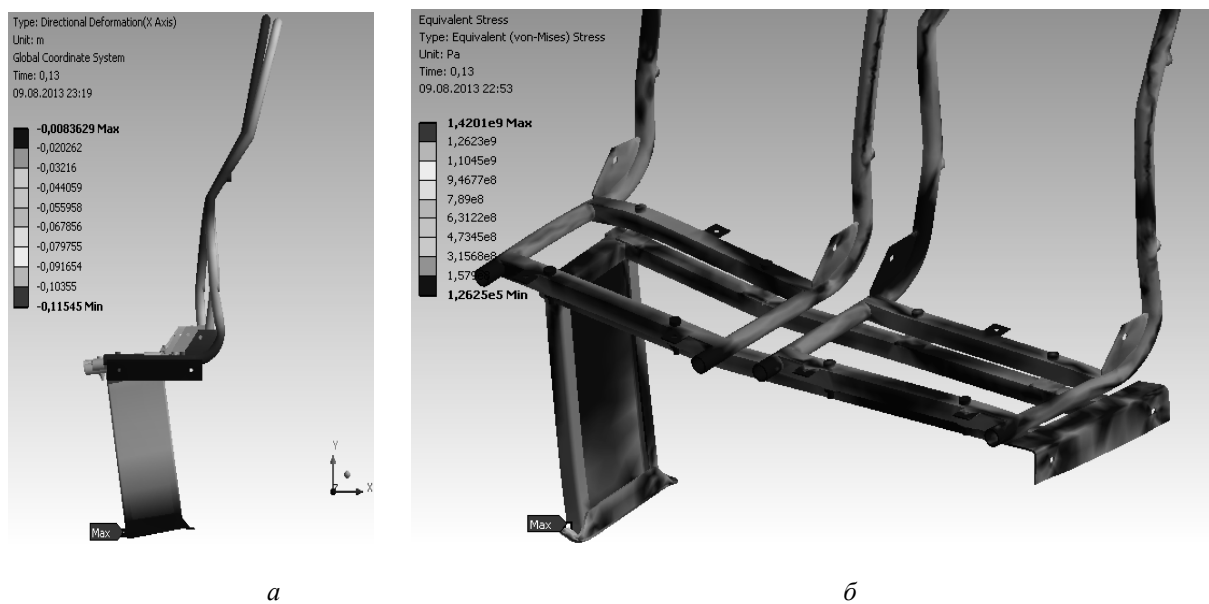


Рис. 4. Карта переміщень (а) та напружень (б) при зворотній задачі

Враховуючи такі результати, незадовільною вважається міцність кріплення ніжки до каркаса підлоги в умовах натурних випробувань. Тому розглянемо карти пришвидшень розрахункової моделі при прямій та зворотній задачах, які зображені на рис. 5. Максимальне пришвидшення при прямій задачі становило 161,22 м/с², а при зворотній – 344,89 м/с², що недопустимо з огляду поглинання удару спиною пасажирів. Крім того, додатково небезпечною є ділянка, де зафіксовані екстремуми пришвидшень – поясиця пасажирів.

За результатами проведених досліджень зворотньої задачі можемо дійти висновку: зафіксовані в результаті натурних випробувань переміщення протягом 0,13 с вдалось досягти завдяки втраті міцності ніжки кріплення до підлоги, адже в іншому випадку каркас сидіння спричиняє небезпеку для пасажирів, незважаючи на формальну відповідність до Правил R 80 ЄЕК ООН.

Висновки. 1. Проведено розрахункові і експериментальні дослідження двомісного пасажирського сидіння на відповідність до вимог Правил R80 ЄЕК ООН. Досягнута збіжність результатів розрахункових та експериментальних досліджень у межах 8 % для стрижневої моделі підтвердила адекватність і практичну значимість опрацьованого алгоритму із 3-D комп'ютерним моделюванням.

2. Результати деформаційних переміщень та максимальних пришвидшень для стрижневої моделі під час прикладання навантажень статичним і динамічним способом істотно залежать від закону зміни навантаження в часі.

3. Досліджено поведінку конструкції двомісного пасажирського сидіння з приварними косинками в основі за наявності перехідних процесів імпульсного характеру у разі раптової дії навантаження згідно з технічними приписами проведення сертифікаційних випробувань. Динамічний розрахунок передбачив зміну поведінки моделі протягом інтервалу часу 0,5 с, який розбитий на три кроки: 1-й крок: 0–0,06 с; 2-й крок: 0,06–0,3 с; 3-й крок: 0,3–0,5 с.

4. На основі проведеного МСЕ-розрахунку двомісного пасажирського сидіння на міцність отримано результати, які засвідчили, що статичний/динамічний розрахунок пасажирських сидінь і кріплень каркасів сидінь до кузова автобуса повинен бути невід’ємною складовою під час їх перевірки на відповідність до Правил R 80 ЄЕК ООН.

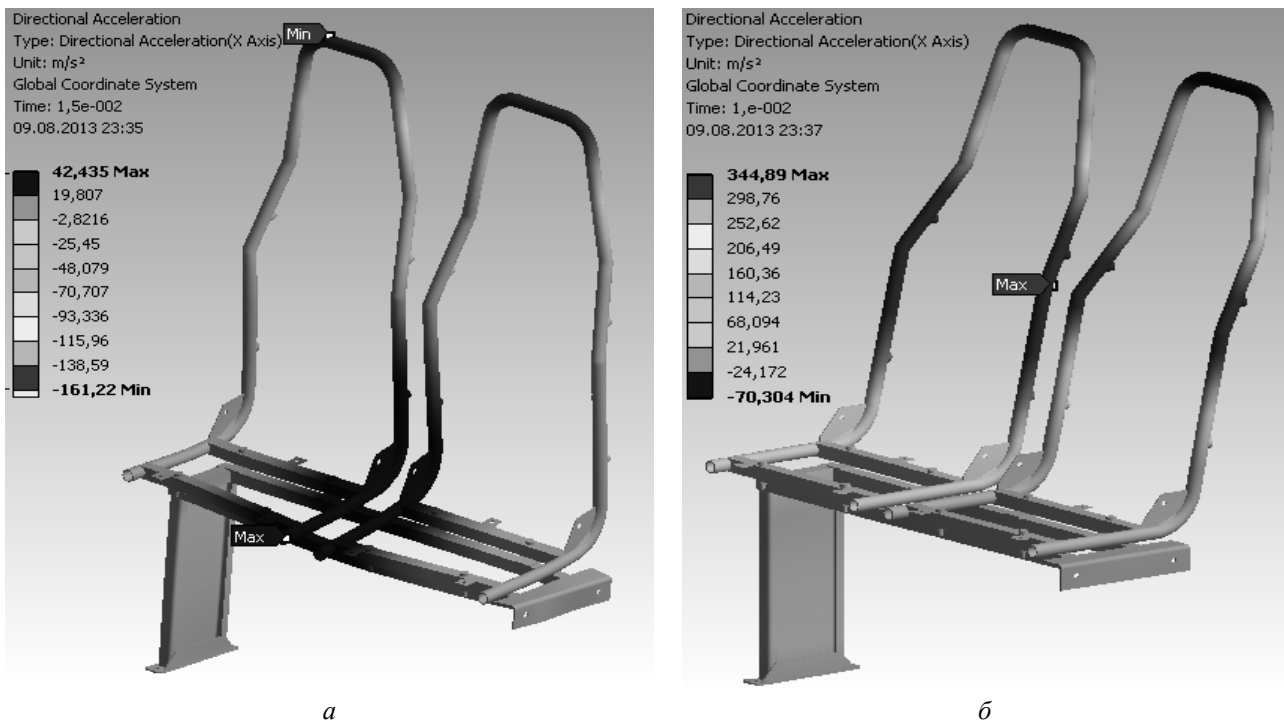


Рис. 5. Карти пришивидишень моделі каркаса сидіння: а – пряма задача; б – зворотна задача

Перспективи подальших досліджень. Напрямок подальших досліджень є визначення напружено-деформованого стану пасажирських автобусних сидінь з різними типами і місцями розміщення кріплення, а саме:

- центральним розміщенням ніжки відносно правого за ходом руху автобуса сидіння;
- з додатковим поручнем, що сполучає ферму даху автобуса з каркасом сидіння;
- консольним кріпленням до каркаса боковини. Такий вибір мотивований тим, що в сучасних виконаннях міських автобусів додатковий поручень став типовим елементом салону, а варіант з консольним кріпленням основи пасажирського сидіння є актуальним для низькопідлогових автобусів типу *Low-floor* та *Low-entry*, у яких несівну функцію каркаса кузова виконує ферма даху, а сортамент профілів для боковин у них є істотно більший порівняно з автобусами “класичної” компоновки та “комбі”.

1. *Australian Design Rule 68/00 - Occupant Impact Protection in Buses. Explanatory Statement Australian Design Rule, 2006. – 5 p.* 2. *ДСТУ UN/ECE R 80–00:2002/ Зміна № 1:2009. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження сидінь великогабаритних пасажирських дорожніх транспортних засобів і офіційного затвердження цих дорожніх транспортних засобів стосовно міцності сидінь та їхніх кріплень ((UN/ECE R 80–00:1989/ /Corr.1:20007), IDT). – Введ. 2003–01–01. – К. : Держспоживстандарт. – 44 с.* 3. *Standard No. 222: School Bus Passenger Seating and Crash Protection. U. S. Depsrtnent of transportation. – Effective 4-1-77. – 12 p.* 4. *Козум В. М. Перевірка*

міцності пасажирських сидінь при офіційному затвердженні великогабаритних пасажирських автобусів / В. М. Козут., О. З. Горбай, І. С. Керницький // Вісник СевНТУ. Серія: Машиноприладобудування і транспорт : зб. наук. пр. / – Севастополь : СевНТУ, 2013. – Вип. 142. – С. 218–223. 5. Козут В. М. Дослідження напівм'яких двомісних пасажирських автобусних сидінь на відповідність вимогам ДСТУ UN/ECE R80–00:2002 / В. М. Козут, О. З. Горбай, І. С. Керницький, Р. В. Сава // Вісник Національного транспортного університету : зб. наук. пр. / – К.: Вид-во НТУ, 2013. – № 27. – С. 261–271. 6. Козут В. М. Моделювання статичних випробувань пасажирських сидінь автобусів на відповідність правилам R 80 ЄЕК ООН / В. Козут // Systemy i środki transportu samochodowego. Seria: Transport / – Rzeszów : Druk. Pol. Rz., 2013. Mon. Nr 4. – P 55–74. 7. Горбай О. З. Статичні випробування пасажирських сидінь великогабаритних транспортних засобів / О. З. Горбай, В. М. Козут, І. С. Керницький // Проектування, виробництво та експлуатація авто-транспортних засобів і поїздів : наук.-вир. журнал / – Л. : Вид-во НТУ, 2014. – Вип. 22. – С. 19–34. 8. Протокол випробувань № ПД 05/12 з оцінювання відповідності вимогам ДСТУ UN/ ECE R80–00:2002 пасажирських сидінь, призначених для встановлення на автобусі А092 та його модифікаціях. – 15 с.

УДК 621.302:621.314.1

Б. М. Дівеев, І. Р. Дорош, В. Є. Мартин
Національний університет “Львівська політехніка”
кафедра транспортних технологій

ЗАСТОСУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ГАСНИКІВ КОЛИВАНЬ КОТКОВОГО ТИПУ

© Дівеев Б. М., Дорош І. Р., Мартин В. Є., 2015

Розглянуто застосування динамічних гасників коливань (ДГК) коткового типу для зменшення вібрації подовгастих елементів. Розглядається вплив еластичних та демпфуючих властивостей і основної конструкції, і ДГК. Наведені дискретно-континуальні моделі динаміки фермових конструкцій штанг з приєднаними ДГК. Метою цього дослідження є також ідентифікація параметрів базисної конструкції. Розглядаються малопараметричні схеми аналізу вібрації та генетичні алгоритми оптимізації. Наведені приклади оптимальних конструкцій ДГК.

Ключові слова: динамічні гасники коливань, малопараметричні схеми аналізу вібрації, генетичні алгоритми оптимізації.

The paper deals with the application of the dynamic vibration absorbers (DVA) of rolling type for the elongated elements vibration decreasing. The influence of elastic and damping properties of the basic construction and DVA's are considered. The discrete-continue models of machines dynamics of such machines as bars boom with the attachment of DVA's are offered. Among the tasks of this work is parameters identification of the basic construction. Few parameters numerical schemes of vibration analysis and genetic optimization algorithms are under discussion. Examples of optimal DVA's designs are presented.

Key words: dynamic vibration absorbers, numerical schemes of vibration analysis, genetic optimization algorithms.

Вступ. Оптимальне проектування сільгоспагрегатів, зокрема штангових обприскувачів, охоплює широке коло інженерних дисциплін – від технічних до екологічних. У цій роботі на основі ранішевідомих та отриманих авторами математичних моделей динаміки та міцності складних