

УДК 629.341

ПАСИВНА БЕЗПЕКА ПАСАЖИРСЬКИХ АВТОБУСНИХ СИДІНЬ З А-ПОДІБНИМИ ОСНОВАМИ

О.З. Горбай, доцент, д.т.н., НУ «Львівська політехніка»

***Анотація.** Представлено комп'ютерне 3-D моделювання відповідності двомісних автобусних сидінь з А-подібними основами вимогам 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 правил ЄЕК ООН №80.*

***Ключові слова:** пасажирські автобусні сидіння, Правила ЄЕК ООН №80.*

ПАСИВНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ ПАССАЖИРСКИХ АВТОБУСНЫХ СИДЕНИЙ З А-ОБРАЗНЫМИ ОСНОВАНИЯМИ

О.З. Горбай, доцент, д.т.н., НУ «Львовская политехника»

***Аннотация.** Представлено компьютерное 3D моделирование на соответствие двухместных автобусных сидений с А-образными основаниями требованиям единых технических предписаний при официальной сертификации сидений крупногабаритных пассажирских транспортных средств и официальной сертификации этих транспортных средств в отношении прочности сидений и их креплений согласно правилам ЕЭК ООН №80.*

***Ключевые слова:** пассажирские автобусные сиденья, Правила ЕЭК ООН №80.*

PASSIVE SAFETY OF PASSENGER SEATS WITH A-SHAPED BASIS

O. Horbay, assistant professor, dr. eng. sc., National University "Lviv Polytechnika"

***Abstract.** Presented a 3D computer simulation of double bus seats with A-shaped basis for compliance with uniform technical prescriptions by official certification of seats of large passenger vehicles and the official certification of these vehicles according to Regulation R 80 UNECE.*

***Key words:** passenger seat, bus, passive safety, UN/ECE Regulation.*

Вступ

Жорсткі вимоги до безпеки перевезень пасажирів при впровадженні у практику автобусобудування нових типорядів кузовів вимагають дотримання відповідних норм пасивної безпеки у салонах автобусів. Визначення гранично допустимої міцності пасажирських автобусних сидінь є достатньо складним завданням, безпосередньо пов'язаним із забезпеченням пасивної безпеки салонів великогабаритних колісних

транспортних засобів (КТЗ). Тому економічно доцільним є формування послідовних етапів проектування салону автобуса з використанням сучасних програмних пакетів для перевірки міцності пасажирських сидінь та їх кріплень згідно міжнародних норм. Такий причинно-наслідковий підхід до моделювання умов ДТП за участю пасажирів в автобусах категорії М3 дозволить уникнути помилок у розрахунках нестандартних типів основ сидінь та їх кріплень та усунути недоліки в

конструкції вже на етапі проектних робіт.

Аналіз публікацій

Для підтвердження відповідності пасажирських сидінь великогабаритних КТЗ вимогам пасивної безпеки проводяться динамічні і статичні випробування пасажирських сидінь згідно ДСТУ UN/ECE № 80-00:2002[1], які стосуються не тільки офіційного затвердження сидінь великогабаритних пасажирських автомобільних транспортних засобів, а й офіційного затвердження КТЗ стосовно міцності сидінь та їхніх кріплень у цілому. В ньому закладено лише значення біомеханічних критеріїв допустимого травмування: для голови *HIC*, грудної клітки *THCC*, стегна *FFC*. Перед тим, як формувати ударні навантажувальні режими сидіння пасажирів необхідно визначити максимально допустимі значення навантажень і сповільнень на організм людини і вибрати об'єктивні критерії травмобезпечності.

В ряді публікацій висвітлено питання травмування пасажирів з аналізом поглинальної здатності кузова легкового автомобіля [2], зворотня задача пружнопластичної деформації для кінцевоелементної моделі [3], моделювання систем пасивної безпеки пасажирів з стримуючою системою для забезпечення безпеки пасажирів під час зіштовхування автомобілів та дослідження динаміки руху пасажирів при лобовому зіткненні [4], забезпечення безпеки пасажирів при оптимальному гальмуванні у процесі фронтального зіткнення [5].

Критерій травмування голови *HPC/HIC* (*Head Performance/Injury Criterion*) використовується в цілому світі як один із основних показників травмонебезпеки КТЗ для голови пасажирів і фактично вказує на «дозу поглиненого сповільнення». Його фізичний зміст полягає у визначенні максимального інтегралу сповільнення на небезпечній ділянці.

Так *HIC*, наприклад, згідно ДСТУ UN/ECE № 80 [1] при затвердженні сидінь великогабаритних пасажирських дорожніх транспортних засобів і офіційному затвердженні цих дорожніх транспортних засобів стосовно міцності сидінь та їхніх кріплень складає 500, а у ADR 68 [6] саме цей критерій травмування голови при

перевірці міцності пасажирських сидінь не може перевищувати величини 1000. Для забезпечення вимог пасивної безпеки під час ДТП проводять динамічні і статичні стендові випробування. Динамічні стендові випробування ТЗ вважаються успішними, якщо виконані наступні вимоги щодо умовного «травмування»: – критерій *HIC* не перевищив значення 1000 одиниць, сповільнення манекена протягом 3 мс не перевищило 80 g. Вважається також, що значення за даним критерієм до 1250 — безпечні, від 1250 до 1500 — спричинюють травми середньої важкості і понад 1500 — викликають смертельні травми. Результати краш-тесту автобуса Мерседес з 50 пасажирськими сидіннями, проведені у випробувальному центрі *EUROPEAN*, зафіксували *HIC* на рівні 1485. Значення критеріїв допустимого травмування згідно ДСТУ UN/ECE № 80 [1] становлять: - голови *HIC* менше 500; - грудної клітки *THCC* менше 30 g, за винятком випадків, коли інтервали часу дії сили становлять у сумі менше 3 мс; - стегна - *FFC* менше 10 кН, а для інтервалів часу, протягом 20 мс, ця величина перевищила позначку у 8 кН.

Міжнародна організація стандартизації *ISO* подала пропозицію підвищити верхній поріг критерію *HIC* до 1500 одиниць для пасажирів прищипнутих ременями безпеки. Пропозиція не отримала статусу впровадження, що не відноситься до стандарту *FMVSS 208* [7], в якому у 2000 р. було внесено критерій *HIC* 15, значення 700 якого відповідає 5 % ризику, а при досягненні значення 1450 відповідає 50 % ризику отримання тріщини склепіння черепа. Що стосується *HIC* 36, він відповідає при 1000 – 8,5 %; 2000 – 31 %; 4000 – 65 % вірогідності смертельного наслідку [8].

Випробування щодо забезпечення пасивної безпеки пасажирів і водія у КТЗ проводяться шляхом перевірки їх відповідності установленим вітчизняним і міжнародним стандартам в основному в ГУП «НИЦІАМТ» або на заводах, які мають акредитовані лабораторії (Богдан, Укравтобуспром, Укравтотест, ЗАЗ, ЛАЗ). Найбільший досвід організації та проведення дорожніх і стендових випробувань механічних конструкцій на пасивну безпеку має Центральний автополігон м. Дмитров (РФ). При активній участі спеціалістів з

МАДИ, НАМИ, МАМИ та інших науково-дослідних закладів протягом десятиліть розроблялись методики випробувань КТЗ на пасивну безпеку.

Значно вища вартість динамічних випробувань пасажирських автобусних сидінь на відповідність вимогам пасивної безпеки, фотоапаратури для надшвидкісної зйомки процесу деформацій, мотивували розвиток статичного методу стендових випробувань пасажирських сидінь на міцність. Статичні випробування передбачені Правилами ЄЕК ООН №80 [1] і FMVSS 222 [9]. Результати статичних випробувань пасажирських сидінь шкільного автобуса, які проведені згідно вимог FMVSS 222 та FMVSS 210 наведено у роботі [10]. До сидіння прикладається початкове навантаження величиною 600 Н. По верхньому ряду прикладено зусилля 3300 Н, яке фіксується на 5-30 с, а по нижньому ряду 5000 Н, яке фіксується теж на 5-30 с. У результаті прикладання зусиль ліве сидіння перемістилося на 66 мм по нижньому ряду і 140 мм по верхньому, а праве – на 118мм і 221 мм відповідно. Після цього прикладається зусилля в 10676 Н або досягається переміщення 356 мм.

Обладнання імітує дію внутрішньої сторони спинки сидіння на тіло пасажирів при імпульсному застосуванні двох горизонтальних сил, що одночасно прикладаються до зазначеної спинки (задньої її сторони), на двох різних висотах. Двомісне пасажирське автобусне сидіння, змодельоване як сукупність трьох частин: основи, спинки і підголовника відповідає реальному прототипу сидіння фірми *Lazzerini*, яка входить до складу найпотужнішого європейського виробника сидінь *Grammel* [11]. Основа складається з трьох зварених між собою частин і з'єднується з боковиною автобуса за допомогою двох болтів. Штампована стійка основи з підлогою автобуса з'єднується за допомогою болтового з'єднання. Щоб збільшити згинну жорсткість конструкції основи в стійку вварена додаткова перемичка. До верхньої частини стійки приварені два поперечні профілі, які є несучою системою двомісного сидіння.

В кінцево-елементній моделі сидіння в зборі за базову площину було прийнято підлогу автобуса і застосовано обмеження

переміщень кріплення стійки до підлоги. Вузли допускають переміщення і обертання навколо трьох осей.

Навантаження пасажирського сидіння автобуса міського типу у роботі [12] відбувалося в горизонтальній і вертикальній площинах. У горизонтальній площині навантаження прикладалося в двох напрямках. На відміну від попередньо розглянутого випадку, основа кріпилася в чотирьох місцях до підлоги автобуса і мала дві вертикально розміщені стійки. Для математичного моделювання поведінки сидінь, зазвичай, використовується програма *LS-DYNA*, яка безпосередньо забезпечує МКЕ реалізацію. У роботі [13] основу сидіння промодельовано з використанням оболонкових елементів. Використання принципу Белешко – Лін-Сай дозволяє суттєво зменшити кількість ітерацій. Сидіння в зборі з'єднано із підлогою та каркасом кузова з використанням опції *spotweld*. На думку автора цей варіант адекватний до реального болтового з'єднання.

Розв'язок вказаних вище задач вимагає нелінійної їх інтерпретації і здійснюється явним (*explicit*) або неявним (*implicit*) методами [14, 15]. Неявному надається перевага, бо він не залежить від кроку інтегрування, але застосувати його до розв'язку нелінійних задач швидкоплинних за часом подій, зазвичай, не вдається через проблеми із адекватністю розв'язку і великим обсягом обчислень.

Мета та постановка задачі

Мета роботи – встановлення відповідності вимогам пасивної безпеки європейських норм ЄЕКООН сидінь з А-подібними основами.

Міцність пасажирських сидінь з А-подібними основами

Одним з можливих напрямків підвищення рівня пасивної безпеки пасажирів у великогабаритних КТЗ є обладнання перших рядів сидінь А-подібними основами. Такі дослідження проведено на двомісному сидінні, що складається з основи, двох каркасів сидінь та елементів кріплення. Основа являє собою А-подібні ніжки, вироблені з алюмінію технічної марки АД

(інше позначення – 1015). В основі кожної А-подібної ніжки передбачено кріпильні отвори під болтове з'єднання діаметром 15 мм. Товщина горизонтальних опор кронштейнів кріплення до підлоги становить 5 мм, що забезпечує достатній запас міцності в умовах кріплення до ферми підлоги автобуса. Між собою ці опори з'єднані горизонтальною трубою квадратного перерізу 40 x 3 мм. Верхня частина А-подібних опор виконана фланцем з чотирма отворами для кріплення каркасів сидінь за допомогою болтового з'єднання М10 x 1,5. За своєю конструкцією каркас основи сидінь є універсальним з погляду можливості встановлення різних за конфігурацією сидінь.

Висота Н1 прикладення навантаження Р1 становить 776 мм стосовно базової поверхні, а висота Н2 прикладення навантаження Р2 – 526 мм, відповідно. Розрахункові значення навантажень Р1 = 1338 Н та Р2 = 3902 Н прикладаються до спинки сидіння паралельно до горизонтальної площини та поздовжньої осі автобуса (рис.1).

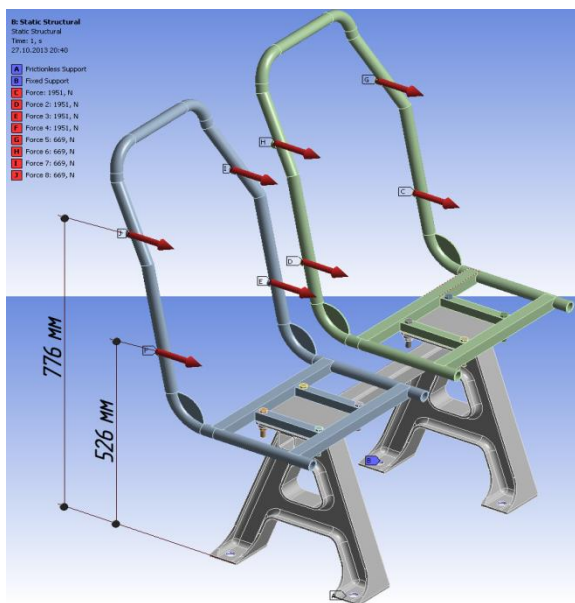


Рис. 1. Схема навантаження каркаса сидіння на відповідність Правилам R 80 СЕК ООН

Враховуючи, що конструктивно каркас спинки сидінь на рівні висоти Н1 та Н2 представлений у вигляді двох, симетрично розташованих труб (по суті – це одна вигнута труба перерізом 25x2,5 мм), то дійсні значення навантажень мають становити половину від Р1-4 = 1951 Н та Р5-8 = 669 Н. Напрямок прикладення сил збігається з

поздовжньою віссю симетрії автобуса (з метою імітації фронтального удару); вектори сил лежать у горизонтальній площині та діють ззаду спинки сидінь. Каркас основи жорстко зафіксований (консольний тип з'єднання) по гранях отворів під болтове з'єднання – загалом вісім граней. При цьому консольне закріплення передбачає обмеження руху по осях X,Y,Z та обертання навколо них. Безфрикційне закріплення передбачає можливість переміщення ніжок основи в горизонтальній площині, проте обмежує її проникнення у площину – в такий спосіб імітується стан рівноваги сидіння, ніби воно незакріплене стоїть на поверхні, тертям з якою нехтуємо. Комп'ютерна модель, як і для сидіння з штампованого листа [16], створена у CAD/CAE-програмному середовищі для наступного імпорту у програмний комплекс МСЕ-аналізу. Основа сидіння разом з А-подібними ніжками та відповідною поперечною їх з'єднання моделюється як алюмінієва, а решта елементів складання (каркаси сидінь, тощо) – сталеві. Наведемо характеристики матеріалів з МСЕ-середовища Ansys в оригінальному вигляді:

Модель алюмінію: Aluminum Alloy NL > Constants:

Aluminum Alloy NL > Isotropic Elasticity

Young's Modulus MPa	Poisson's Ratio
71000	0,33
Bulk Modulus MPa	Shear Modulus MPa
69608	26692

Aluminum Alloy NL > Bilinear Isotropic Hardening

Yield Strength MPa	Tangent Modulus MPa
280	500

Модель сталі: Structural Steel NL > Constants:

Structural Steel NL > Isotropic Elasticity

Young's Modulus MPa	Poisson's Ratio
2,e+005	0,3
Bulk Modulus MPa	Shear Modulus MPa
1,6667e+005	76923

Structural Steel NL > Bilinear Isotropic Hardening

Yield Strength MPa	Tangent Modulus MPa
250	1450

Коли відгук досліджуваної моделі (переміщення, деформації та напруження) лінійно пропорційний до прикладених навантажень, розрахунок проводиться

лінійним методом – linear simulation. У нашому випадку розрахунок виконано «нелінійним» методом – nonlinear simulation. Джерелом нелінійності є: 1) великі переміщення – «геометрична нелінійність» (geometry nonlinearity); 2) зміна топології тіла – «топологічна нелінійність» (topology nonlinearity). Загальним випадком топологічної нелінійності є зміна контакту моделі – «контактна нелінійність» (contact nonlinearity); 3) нелінійна залежність напружень – деформацій (stress – strain) матеріалу моделі – «фізична нелінійність» (material nonlinearity). Для білінійного закону зміцнення величина дотичного (Tangent modulus) модуля однакова у будь-якій точці діаграми в зоні пластичності також, як це є для модуля Юнга у межах пружності. Зв'язок між модулем Юнга і дотичним модулем пружності записується за допомогою рівняння Рамберга – Осгуда. В інтерфейсі Ansys Work-bench облік геометричної нелінійності активується в меню з врахуванням фізичної нелінійності, яка задається у модулі «Engineering Data» вибором білінійного закону зміцнення. У цьому випадку необхідно вказати два параметри: межу текучості (Yield Strength) і дотичний модуль пружності (Tangent Modulus). Характеристики моделі сидіння у середовищі Ansys Workbench наведені в табл. 1.

Таблиця 1 Характеристики моделі сидіння у середовищі Ansys Workbench

Object Name	<i>Geometry</i>
State	Fully Defined
Definition	
Source	D:\R80\minibus seats\zborka1.SLDASM
Type	SolidWorks
Length Unit	Meters
Element Control	Program Controlled
Display Style	Body Color
Bounding Box	
Length X	862,8 mm
Length Y	955,27 mm
Length Z	553,02 mm
Properties	
Volume	3,6996e+006 mm ³
Mass	16,093 kg
Scale Factor Value	1,
Statistics	

Bodies	19
Active Bodies	19
Nodes	102623
Elements	51174
Mesh Metric	None

Загалом складання має 19 складових елементів. Їх загальна маса 16 кг. Кількість скінченних елементів МСЕ-моделі становить 51174, а кількість відповідних їм вузлів – 102623. Основа сидіння разом з поперечною квадратного перерізу, що сполучає А-подібні ніжки, заведена в систему з матеріалом Aluminum Alloy NL, а решта складових елементів – з Structural Steel NL. Для усіх моделей врахована фізична нелінійність матеріалу, за що відповідає параметр Nonlinear Effects. Максимальні напруження в моделі становлять 549,29 МПа, що перевищує межу текучості матеріалу виготовлення – 250 МПа (Сталь 20). Це значення зафіксоване в області згину каркаса спинки сидіння, де і очікувались найбільші значення моментів згину. Ситуацію істотно полегшують приварені косинки у формі сектора, що уможливають перерозподілити напруження в трубах каркаса сидіння (25 x 2,5 мм). Значення напружень спадає фактично у два рази (від 512 до 200 – 220 МПа) у трубах спинки сидіння під час порівняння значень в області згину (в околі приварних косинок) труб. Квадратні труби (20 x 2 мм) кронштейнів каркасів сидіння, що сполучені з фланцями основи сидіння завдяки болтовому з'єднанню, характеризуються величиною напружень на рівні 160 – 180 МПа. Деяко нижчі значення напружень зафіксовані в основі сидіння, виконаній з алюмінію: рівень напружень в області отворів під болтові з'єднання діаметром 15 мм не перевищують 110 МПа. Така величина напружень свідчить про достатній запас міцності А-подібних опор, адже за умов нормативних навантажень, згідно з Правилами R 80 ЄЕК ООН, зберігається закон Гука (прямо пропорційна залежність між напруженнями та деформаціями), адже не перевищено межу текучості матеріалу виготовлення.

Запорукою виконання однієї з ключових умов відповідності Правилам R 80 ЄЕК ООН є збереження цілісності конструкції без руйнування складових частин, розриву матеріалу. У нашому випадку за цілісність

конструкції відповідають болтові з'єднання. Якщо в основі А-подібних опор, як було встановлено вище, значення напружень є порівняно низькими та забезпечено достатній запас міцності, то ситуація з болтами, що сполучають каркаси сидінь з алюмінієвими фланцями основи сидіння, є складнішою. Значення напружень найнавантажених двох болтів, що знаходяться найближче до згину труб каркасів сидінь, де виникають максимальні моменти згину, знаходяться у межах 290 МПа. Така величина є цілком прийнятною для сталей, що застосовуються під час виготовлення метизних виробів, для якого межа текучості становить понад 350

МПа. Екстремум напружень припадає на область зрізу болта, де сполучаються фланець основи та каркас сидіння. Величина напружень передніх двох болтів, віддалених від зони максимальних моментів згину каркаса сидіння, є у 2,5 рази меншою, що дає змогу забезпечити достатній запас міцності або прийняти оптимізаційне рішення по підбору болтів меншого діаметра. Іншою є ситуація з рівнем напружень гайок, що накручуються на вищезазначені болти, – в межах 12 МПа. Отже, можемо говорити про те, що в результаті випробувань буде збережена цілісність конструкції, а отже, й неушкодженість пасажера.

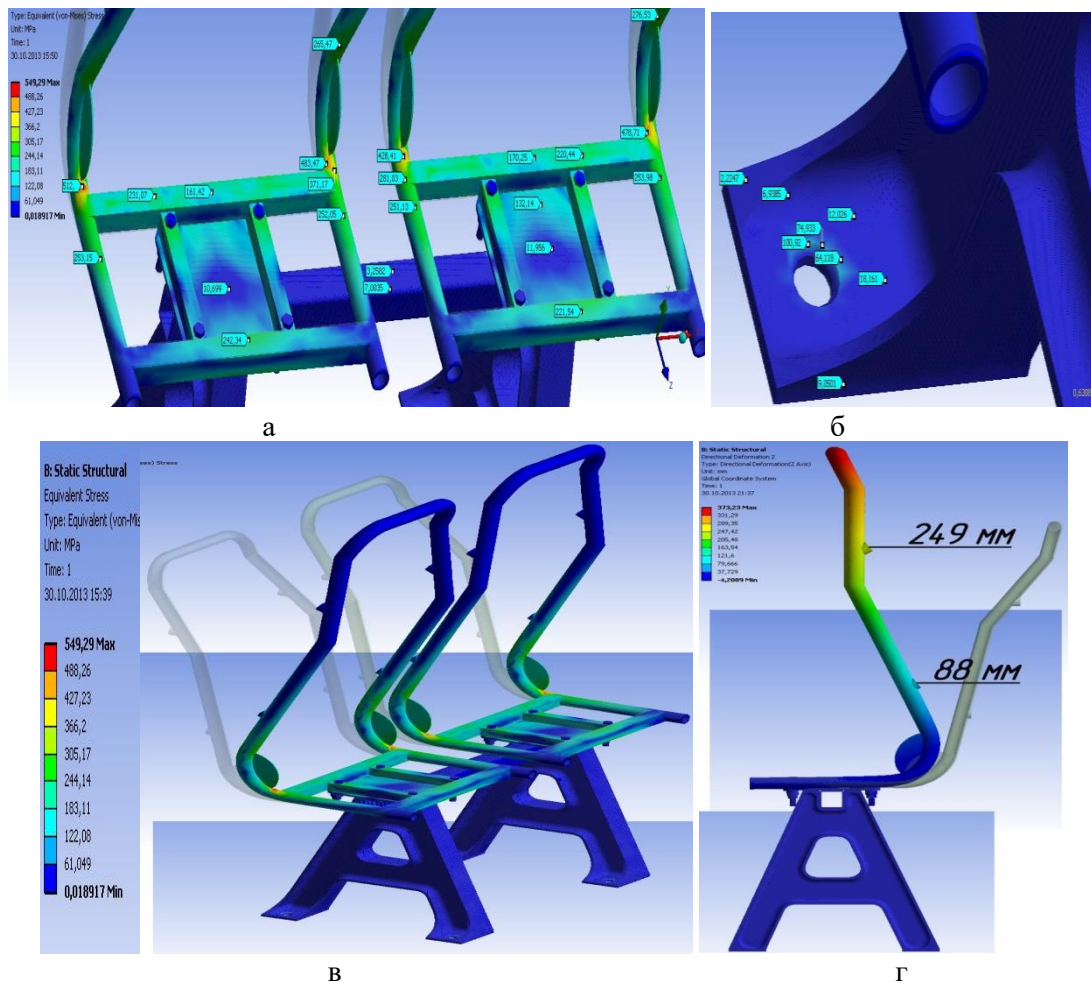


Рис. 2. Карта напружень каркаса сидіння (а) основи А-подібної опори (б) сидіння у складанні (в) та карта переміщень (г) каркаса сидіння з опорою (за Мізесом)

Переміщення спинки сидіння є основним параметром згідно з нормативними вимогами, адже значення переміщень у контрольних точках сидіння мають знаходитися в допустимих межах:

- 100 – 400 мм на рівні висоти Н1 за навантаження зусиллям P1;
- 50 – 400 мм на рівні висоти Н2 за

навантаження зусиллям P2.

За результатами оцінки напружено-деформованого стану встановлено, що переміщення складають:

- 249 мм на рівні висоти Н1 за навантаження зусиллям P1;
- 88 мм на рівні висоти Н2 за навантаження зусиллям P2. Максимальне значення

становить 407,68 мм та зафіксовано воно у верхній частині каркаса сидіння, що є очевидним, враховуючи найбільше плече згину у цій області. Близькими до нульових є значення переміщень в основі сидіння (не більше 5 мм). Така ситуація пов'язана з великим осьовим моментом опору підібраних для основи сидіння перерізів та консольних закріплень А-подібних опор.

Про врахування фізичної та геометричної нелінійності в процесі розрахунку можна судити на основі графіка переміщень (рис. 3) у формі параболи: величина переміщень змінюється за нелінійним законом. З аналізу карти деформацій можемо дійти висновку, що напруження та деформації в моделі сидіння проявляються подібно між собою: максимальні значення зафіксовані в області згину каркаса сидіння. Практична цінність від оцінки деформацій насамперед полягає в аналізі рівномірності конструкції, оскільки дає змогу встановити найнебезпечніші області.

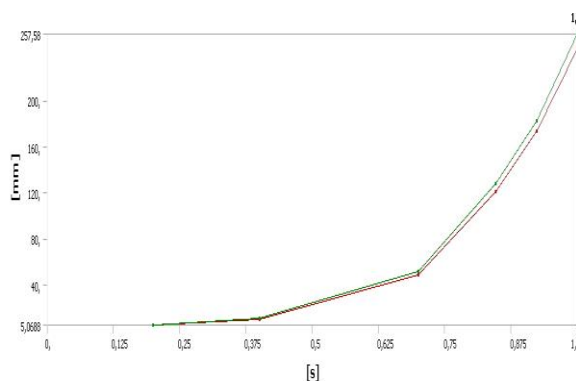


Рис. 3. Графік переміщень в області прикладення сили

Якщо розглядати фактичні значення деформацій, то їх доцільно порівнювати зі значенням деформацій, що відповідають межі текучості на графіку залежності напружень-деформацій для заданого матеріалу. Отримані результати свідчать про відповідність розробленої оригінальної моделі сидіння чинним вимогам Правил 80 ЄЕК ООН, знаходячись у допустимих межах.

Висновки

Застосований МСЕ-метод оцінки міцності пасажирського сидіння автобуса дозволив згідно з вимогами статичного методу випробувань за Правилами ЄЕК ООН R 80

промоделювати поведінку конструкції сидіння з А-подібною основою у зоні пластичних деформацій; провести аналіз його напружено-деформованого стану незалежно від місця його розташування та виявляти місця пружно-пластичних і пластичних деформацій з врахуванням зміни геометрії конструкції у нормативно допустимих межах; залежно від конфігурації стійки сидіння та типу кріплення; отримати рівень напружень та залишкові деформації під час прикладення навантажень у контрольних точках.

Побудова коректної МСЕ-сітки моделі сидіння є основою для проведення імітаційних розрахунків із встановлення відповідності Правилам R 80 ЄЕК ООН, що дасть змогу отримати результати їх напружено-деформованого стану без проведення натурних випробувань з руйнуванням зразка. Запропоновані принципи та підходи до імітації проведення випробувань за допомогою 3D МСЕ-моделювання є основою для ґрунтовніших наукових розрахунків прототипів інших моделей пасажирських сидінь з композитних матеріалів.

Література

1. 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.
2. Фалалеев А.П. Обеспечение пассивной безопасности автомобилей при кузовном ремонте/ Фалалеев А.П. // Изд-во СевНТУ, Монография. -2012. – с.153.
3. Ветрогон А.А. Обратная задача упругопластической деформации для конечноэлементной модели кузова легкового автомобиля / В.Н. Торлин, В.А. Ксенофонтова, А.А. Ветрогон // 3б. тез доп. Міжнар. научн.-техн. конф., м. Вінниця, 2006. – С. 144-145.
4. Филалеев А. П., Мешков В.В. Исследование движения пассажира

- автомобіля при лобовом столкновении / А. П. Филалеев, В.В. Мешков // Вісник Східноукраїнського НУ ім. В. Даля : наук. журн. / - Луганск : Східноукр.НУ ім. В. Даля /-Луганськ, 2010. №7 (149). – С.34-42.
5. Фалалеев А.П. Оптимальное торможение пассажира при фронтальном столкновении транспортного средства / А.П. Фалалеев // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія Технічні науки: зб.наук.пр. – Чернігів, 2011. – Вип. №2 (49). –С.104-107.
 6. Australian Design Rule 68/00 - Occupant Impact Protection in Buses. Explanatory Statement Australian Design Rule, 2006. - 5 p.
 7. W. Hollwell. Updated Review of potential Test Procedures for FMVSS No. 208 / W. Hollwell, S. Summers // NHTSA, 1999. - 92 p.
 8. Hopes P. The Correlation of Damage to Crash Helmets with Injury, and the Implications for Injury Tolerance Criteria / P. Hopes, V.Chinn // IRCOB Conference on on Biomechanics of Impacts, . Sept. 12-14-1990, Lyon, France/ - P. 319-331.
 9. School Bus Passenger Seating And Crash Protection. Laboratory Test Procedure for FMVSS 222. - TP-222-03. Effective 20-6-93. – 70 p.
 10. NHTSA'S School Bus Passenger Frontal Crash Protection Research. NHTSA report, 2007. - 97 p.
 11. Belingardi G. Coach passenger injury risk during rollover: influence of the seat and the restraint system. Paolo Martella Lorenzo Peroni.P.13.
 12. Mayrhofer E., Hermann S., Hoschopf H. Enhanced Coach and Bus Occupant Safety [Електронний ресурс] . Graz University of Technology, Vehicle Safety Institute. Austria Paper Number 05-0351. 2005. -.14 p. – Режим доступу: <http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/esv/esv19/05-0351-0.pdf>.
 13. Elitok K. An Investigation on the Roll-Over Crashworthiness of an Intercity Coach, Influence of Seat Structure and Passenger Weight / K. Elitok, D. Mehmet, A. Guler [Електронний ресурс] : 9th International LS-DYNA® Users Conference - Dearborn, MI USA P/ 1117-1134. – Режим доступу: www.dynalook.com/...conf.../33CrashSafety.y.pdf.
 14. Hallquist J. LS-DYNA theoretical manual / J. Hallquist. // Livermore Software Technology Corporation, 2006. – 680 p.
 15. LS-DYNA Keyword user's manual. Livermore Software Technology Corporation, 2012. - Version 971 R6.1.0. – 1953 p.
 16. Когут В.М. Пасивна безпека автобусних пасажирських сидінь / В.М. Когут, О.З. Горбай // Наукові нотатки : зб. наук. пр. – Луцьк : ЛуцькНТУ, 2014. – Вип.45. – С. 288 – 294.
- Рецензент: С.М. Шуклінов, професор, д.т.н., ХНАДУ.
- Стаття надійшла в редакцію 27.10.2015