3. Доведено ефективність MR-контролю в умовах експериментальної апробації.
4. Подальші дослідження доцільно спрямувати на інтеграцію алгоритмів машинного навчання та оцінку економічної ефективності впровадження.

Література

1. Azuma R. A Survey of Augmented Reality // Presence. – 1997.
2. Milgram P., Kishino F. A Taxonomy of Mixed Reality Visual Displays // IEICE. – 1994.
3. Tao F., Zhang M. Digital Twin Driven Smart Manufacturing. – 2019.
4. Schwab K. The Fourth Industrial Revolution. – 2016.
5. Porter M., Heppelmann J. Smart, Connected Products // Harvard Business Review. – 2014.

УДК 681.5

ТОПОЛОГІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ КРОНШТЕЙНА ПІДВІСКИ БРОНЕАВТОМОБІЛЯ «НОВАТОР» ЗА ДОПОМОГОЮ AUTODESK INVENTOR

М.Д. Черкаський
Харківський національний автомобільно-дорожній університет
kolyanich.337@gmail.com

Однією з актуальних задач вдосконалення технологічних процесів у вітчизняному автомобілебудуванні є зниження маси несучих елементів при збереженні заданого рівня міцності та надійності. Особливої гостроти ця проблема набуває в контексті виробництва захищених автомобілів для Збройних сил України: надлишкова маса кузовних вузлів та елементів підвіски безпосередньо знижує рухливість, вантажопідйомність та паливну ефективність бронеавтомобілів [1].

Сучасні CAD/CAE-інструменти – зокрема Autodesk Inventor – надають можливість проводити топологічну оптимізацію на етапі проектування, що дозволяє отримати конструктивно раціональну форму деталі без виготовлення дорогих фізичних прототипів. Метою роботи є демонстрація методики топологічної оптимізації несучого кронштейна підвіски бронеавтомобіля «Новатор» (ТОВ «Укрбронетехніка», Черкаси) із застосуванням модулів Stress Analysis та Shape Generator Autodesk Inventor 2024.

Тривимірна модель кронштейна. Об'єктом дослідження є несучий кронштейн кріплення важеля підвіски бронеавтомобіля «Новатор» масою 7,5

т. Геометрія деталі – П-подібна рамна конструкція (рис. 1) – побудована в середовищі Autodesk Inventor 2024. Основні параметри: габарити 120×100×35 мм; матеріал – сталь 09Г2С (межа текучості σт = 355 МПа, модуль Юнга E = 210 ГПа); маса вихідної моделі 1,847 кг.

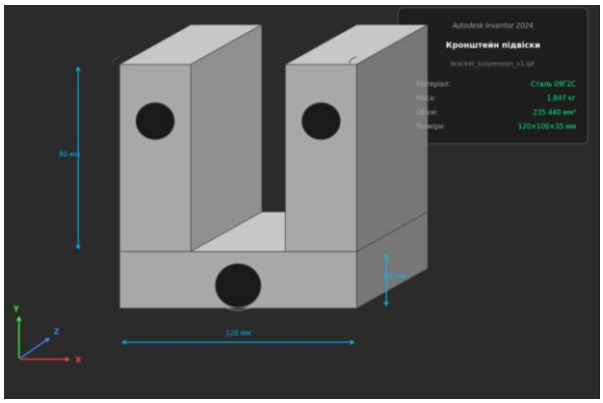

Рис. 1. Тривимірна модель кронштейна підвіски (Autodesk Inventor 2024)

Схема навантаження та граничні умови. Розрахункова схема відповідає умовам руху бронеавтомобіля по нерівній поверхні. Граничні умови: жорстке закріплення (Fixed Constraint) по поверхнях двох монтажних отворів Ø25 мм. Прикладені навантаження: вертикальна сила F_1 = 18 500 Н (навантаження від маси 7,5 т при динамічному коефіцієнті 1,0g); горизонтальна сила F_2 = 9 200 Н (бокове навантаження при маневруванні, 0,5g). Сітка скінченних елементів – тетраедри з середнім розміром елемента 1,75 мм, загальна кількість вузлів – 28 640 [2].

Результати аналізу напружено-деформованого стану. Розподіл еквівалентних напружень за критерієм Мізеса для вихідної моделі наведено на рис. 2. Максимальне напруження 287,4 МПа виявлено в зоні концентрації біля центрального отвору Ø30 мм. Середнє напруження по перерізу стойок становить 143,2 МПа, що залишає значний резерв міцності в периферійних зонах деталі.

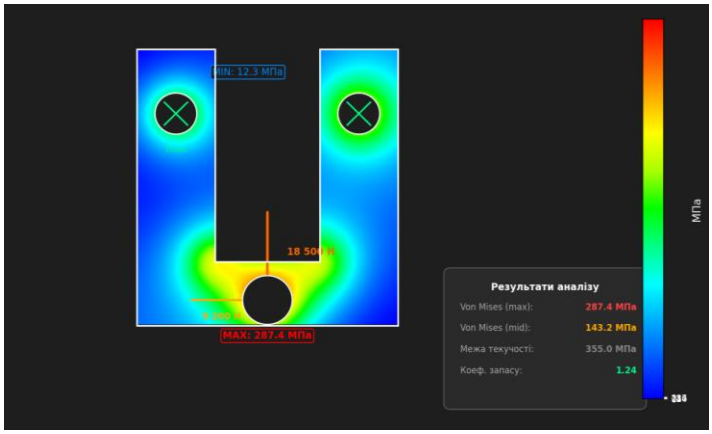

Рис. 2. Розподіл еквівалентних напружень Von Mises у вихідній моделі

Аналіз коефіцієнта запасу міцності. Розподіл коефіцієнта запасу міцності Safety Factor = σт / σVM наведено на рис. 3. Мінімальне значення SF = 1,24 зафіксовано в зоні концентрації напружень, що не відповідає вимогам ДСТУ В 4104-2008 для несучих елементів захищених автомобілів (SF ≥ 1,5). До 65% об'єму деталі має SF > 3,0, що свідчить про значну надлишковість матеріалу і є прямим обґрунтуванням доцільності топологічної оптимізації [3].

Рис. 3. Розподіл коефіцієнта запасу міцності Safety Factor

Топологічна оптимізація (Shape Generator). За допомогою модуля Shape Generator Autodesk Inventor 2024 виконано топологічну оптимізацію кронштейна з такими цілями: зменшення об'єму матеріалу на 30%; збереження зон монтажних отворів (Preserve Regions); мінімально допустимий коефіцієнт запасу SF ≥ 1,5. Алгоритм ітераційно перерозподілив матеріал, залишивши тільки навантажені силові ребра та видаливши надлишковий матеріал у центральній зоні (рис. 4).

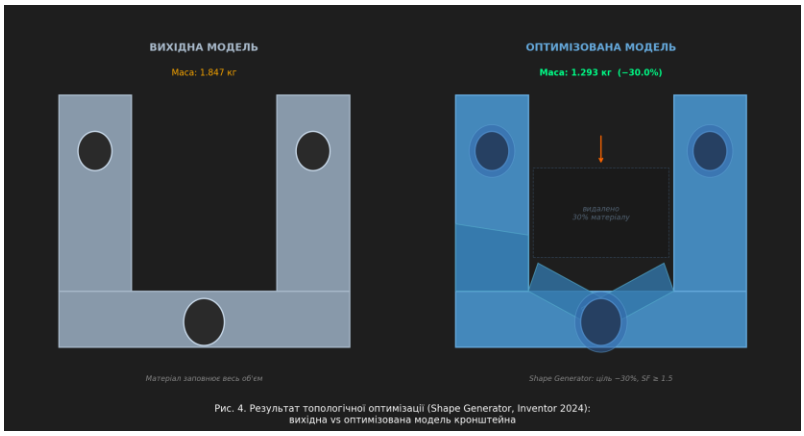

Рис. 4. Результат топологічної оптимізації: вихідна (ліворуч) та оптимізована (праворуч) модель

Це відповідає принципу «follow the load path» — матеріал залишається лише там, де він реально несе навантаження [2].

Порівняльний аналіз результатів. Зведені результати наведено у табл. 1 та на рис. 5. Оптимізована модель забезпечує: зниження маси на 30,0% (з 1,847 до 1,293 кг); підвищення мінімального коефіцієнта запасу з 1,24 до 1,52 (відповідність ДСТУ); зниження максимального напруження на 8,9%. Збільшення максимального переміщення на 15,6% (до 2,67 мм) є прийнятним і знаходиться в межах допустимих значень для даного типу конструкцій.

Таблиця 1 — Порівняння характеристик кронштейна до та після топологічної оптимізації

Показник	Вихідна	Оптимізована	Зміна
Маса, кг	1,847	1,293	−30,0 %
Макс. напруження Von Mises, МПа	287,4	261,8	−8,9 %
Мін. коефіцієнт запасу SF	1,24	1,52	+22,6 %
Макс. переміщення, мм	2,31	2,67	+15,6 %
Відповідність ДСТУ В 4104-2008	Ні (SF < 1,5)	Так (SF ≥ 1,5)	✓

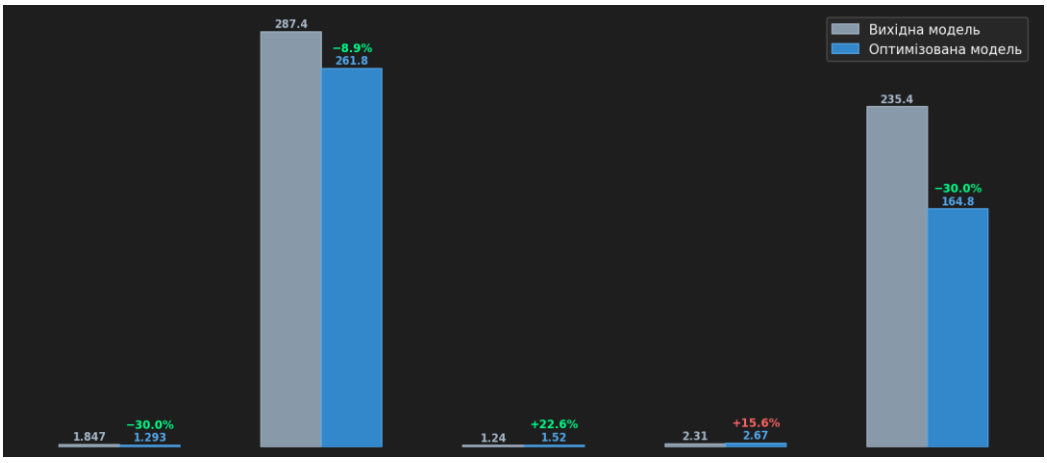

Рис. 5. Порівняння показників до та після топологічної оптимізації кронштейна

Висновки. За результатами роботи підтверджено ефективність застосування модулів Stress Analysis та Shape Generator Autodesk Inventor 2024 для топологічної оптимізації несучих елементів підвіски бронеавтомобіля. Запропонована конструкція кронштейна забезпечує зниження маси на 30% при одночасному підвищенні коефіцієнта запасу міцності до нормативного рівня SF = 1,52, що відповідає вимогам ДСТУ В 4104-2008. Впровадження даного підходу на підприємстві ТОВ

«Укрбронетехніка» дозволить знизити витрати матеріалу при серійному виробництві та покращити рухливість бронеавтомобіля «Новатор». Методика може бути поширена на інші вузли ходової частини та кузова.

Література

1. Bendsøe M. P., Sigmund O. Topology Optimization: Theory, Methods and Applications. 2nd ed. – Berlin: Springer, 2004. – 370 p.
2. Autodesk Inc. Inventor 2024 Help: Shape Generator and Stress Analysis. – San Francisco: Autodesk, 2023 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: help.autodesk.com/inventor.
3. ДСТУ В 4104-2008. Автомобілі спеціальні захищені. Загальні технічні вимоги. – Київ: Держспоживстандарт України, 2008. –24с.
4. Christensen P. W., Klarbring A. An Introduction to Structural Optimization. – Dordrecht: Springer, 2009. – 214 p.

УДК 629.113.004

ОСОБЛИВОСТІ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЯГОВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ НА РОЛИКОВОМУ СТЕНДІ

І.А. Мармут

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

mia2005.62@ukr.net

Для забезпечення достовірності результатів діагностування автомобіля за допомогою нестандартизованих засобів вимірювань треба якісна перевірка цих засобів, згідно регламенту [1, 2] та вимог до роликових стендів [3]. Для перевірення каналу вимірювання потужності при діагностуванні автомобіля на роликовому стенді ПДС-Л необхідний тарований і повірений динамометр класу не гірше 0,1, а також автомобіль зі справною ходовою частиною. Перевіреннія каналу вимірювання потужності проводиться після отримання результатів перевіреннія каналу вимірювання лінійної швидкості. Дії по перевіренню каналу вимірювання потужності (КВП) містять такі операції [4, 5]:

1. Забезпечити вимір зусилля, що розвивається автомобілем на стенді із заданою похибкою (похибка динамометра повинна бути в 5...10 разів менше, ніж очікувана похибка каналу вимірювання потужності.

2. Вимірювання тягового зусилля і лінійної швидкості проводяться кілька (n) разів, (але не менше п'яти) з вибраною величиною демпфірування гідросистеми стенду. Величина демпфірування (при заданій швидкості роликів) встановлюється за показаннями манометра (допускається користуватися штатним манометром вимірювальної системи стенду).