

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

Навчально-науковий інститут енергетичної, інформаційної
та транспортної інфраструктури

Кафедра електричного транспорту

**РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ КУЗОВА ЕЛЕКТРОБУСА
З КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ**

Бакалаврська кваліфікаційна робота

Студент:

Андрій КОРНЕЙКО

гр. ЕТ 2022-1

Керівник:

Владислав СКУРІХІН

доцент, к.т.н.

Харків – 2026

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
імені О. М. Бекетова

Навчально-науковий інститут енергетичної, інформаційної та транспортної
інфраструктури

Кафедра електричного транспорту


Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Освітня програма Електромеханіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ЕТ

 Микола ХВОРОСТ

«16» червня 2026 р.

ЗАВДАННЯ

до бакалаврської кваліфікаційної роботи

Корнейко Андрій Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема Розробка конструкції кузова електробуса з композитних матеріалів.
керівник бакалаврської кваліфікаційної

роботи Скуріхін Владислав Ігорович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом університету від « 22 » 05 2026 р. № 440-03

2. Строк подання студентом роботи 16.06.2026р.

3. Вихідні дані до бакалаврської кваліфікаційної роботи: Інструкція по експлуатації тролейбуса, автобуса; Кузов тролейбуса, автобуса, матеріал кузова; Перспективні види кузовів пасажирського транспорту.

4. Зміст бакалаврської кваліфікаційної роботи (перелік питань, які потрібно розробити):

4.1. Стан питання (огляд, аналіз, оцінка) Стан питання використання кузовів за кордоном.





4.2. Технічна частина (вибір параметрів, розробка конструкції, структурної та електричної принципової схем, створення алгоритмів роботи тощо) Проектування конструкції кузова електробуса.

4.3. Розрахункова частина (розрахунок вузлів, метод розрахунку, алгоритм керування, програмне забезпечення) Розрахунок кузова електробуса.

4.4. Охорона праці Вступ; Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів; Організаційно-технічні заходи по забезпеченню безпеки умов праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових слайдів)
Класифікаційна схема кузовів, рішення планувальної задачі, розподіл напружень в обшивці кузова, електробус з кузовом з вуглепластику, властивості вуглепластиків на основі волокон

6. Консультанти розділів бакалаврської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основна частина	Скуріхін В.І., доц.		
Антиплагіат	Левченко В. В., інж.		
Нормоконтроль	Шавкун В.М., доц.		

7. Дата видачі завдання 04.05. 2026р

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів бакалаврської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Стан питання	17.05.2026	
2.	Технічна частина	19.05.2026	
3	Розрахункова частина	26.05.2026	
4.	Охорона праці	02.06.2026	
5.	Оформлення роботи	09.06.2026	
6.	Підготовка доповіді та презентації	15.06.2026	

Студент


 (підпис) Корнейко Андрій Сергійович
 (прізвище та ініціали)

Керівник


 (підпис) Скуріхін Владислав Ігорович
 (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кузов належить до основних, найвідповідальніших і водночас найскладніших вузлів транспортного засобу. До нього кріпляться всі головні та допоміжні агрегати рухомої одиниці, а сам він слугує приміщенням для перевезення та зручного розташування пасажирів. Дану роботу присвячено вивченню питань проектування кузовів і створенню конструкції кузова електробуса перспективного типу.

В бакалаврській роботі: сторінок – 53, таблиць – 1, рисунків – 10, формул – 38, літературних джерел – 14.

КЛЮЧОВІ СЛОВА

Карбон, конструкція несуча, рама, волокна, кузов, механічні напруження, статично-невизначена система, межа міцності, згинальні моменти, допустимі напруги, метод кінцевих елементів.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 СТАН ПИАННЯ ВИКОРИСТАННЯ КУЗОВІВ ЗА КОРДОНОМ.....	7
2 ПРОЄКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ КУЗОВА ЕЛЕКТРОБУСА.....	13
3 РОЗРАХУНОК КУЗОВА ЕЛЕКТРОБУСА.....	21
3.1 Визначення вагових навантажень на раму кузова.....	21
3.2 Розрахунок додаткових навантажень.....	25
3.3 Розрахунок кузова на міцність.....	32
4 ОХОРОНА ПРАЦІ	44
4.1 Вступ.....	44
4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів.....	45
4.3 Організаційно-технічні заходи по забезпеченню безпеки.....	46
4.4 Висновки по розділу.....	50
ВИСНОВКИ.....	51
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	52

ВСТУП

Сучасний міський електротранспорт є невіддільною складовою системи масових пасажирських перевезень, що забезпечує регулярне маршрутне сполучення в межах населених пунктів.

До функціонування цього виду транспорту висувається комплекс суворих вимог. Зокрема, він повинен мати високий рівень безпеки та надійності, створювати комфортні умови для пасажирів за умови доступної вартості проїзду, а також мати значну провізну здатність і забезпечувати високу швидкість пересування. Крім того, важливими критеріями є дотримання чіткого розкладу й інтервалів руху, хороша маневреність і відмінні тягово-динамічні властивості - як на ізольованих коліях чи смугах, так і в умовах спільного міського трафіку. Важливою екологічною вимогою є й мінімальний рівень шумового забруднення.

На сьогодні основними видами міського електричного транспорту є:

- трамваї;
- тролейбуси;
- метрополітен;
- електробуси;
- електромобілі.

У цій бакалаврській роботі розглянуто можливість відходу від традиційного використання сталі та запропоновано альтернативне рішення - виготовлення кузова з вуглепластику. Відповідно до цього, у першому розділі роботи наведено техніко-економічне обґрунтування такої інновації, проаналізовано її ключові переваги та потенційні недоліки. Другий розділ повністю присвячено конструкторським розрахункам розробленого кузова на міцність.

1 СТАН ПИАННЯ ВИКОРИСТАННЯ КУЗОВІВ ЗА КОРДОНОМ

Розробником інноваційної кузовної конструкції виступило підприємство, добре знане серед експертів та громадськості — ульмська компанія Karl Kaessbohrer Fahrzeugwerke, яка спеціалізувалася на виробництві автобусних кузовів для платформ різних брендів. Головна унікальність їхньої моделі 1951 року полягала у повній відмові від використання класичного шасі.

Ця розробка стала першим німецьким автобусом, що отримав самонесну конструкцію, що й відобразилося в його оригінальній назві. Термін «самонесний кузов» німецькою мовою звучить як «*selbsttraegende Korrosserie*». Для акцентування уваги на цій конструктивній особливості назву бренду сформували з перших літер прикметника «SELbstTRAegende». Водночас на фірмовому логотипі зберегли класичну літеру «K», яка вказує на прізвище засновника підприємства. Попри те, що серед предків промисловця Карла Кессборера були суднобудівники та архітектори, він присвятив себе автомобільній індустрії. Виробництво повноцінних автомобілів у тогочасній Німеччині супроводжувалося серйозними ризиками через високу конкуренцію на ринку. З огляду на це, Кессборер зосередився на проектуванні саме пасажирського транспорту, а не вантажних чи легкових машин [1].

Потреба в пасажирських машинах залишалася стабільною, а технологія виробництва автобусів у 1920-х роках була уніфікованою: за основу брали раму звичайної вантажівки, на яку встановлювали кузов із дерев'яним каркасом, виконаний за класичним «каретним» принципом. Такий підхід був загальноприйнятим світовим стандартом і вирізнявся простотою для виробників, проте створював суттєві незручності для пасажирів. Жорстка підвіска вантажного автомобіля, адаптована для транспортування вантажів, не забезпечувала належного комфорту. Крім того, висота розташування рами у вантажівках оптимізується під дорожній просвіт, через що пасажирам доводилося долати значну кількість сходинок, щоб потрапити всередину салону.

Транспортні умови того часу змушували пасажирів миритися з дискомфортом, проте конструктори кузовів ще в довоєнний період шукали способи ліквідації незручних високих сходинок на вході до салону. Фахівці експериментували із заниженням рівня шасі, локальним опусканням підлоги біля дверей та модернізацією підвісок. Багато перспективних розробок так і не потрапили в серійне виробництво через початок Другої світової війни. У повоєнній Німеччині відновлення цієї галузі відбувалося повільно, тому нова модель від Kaessbohrer була представлена лише у квітні 1951 року на Франкфуртському автосалоні.

Варто додати, що концепцію автобуса з тримальним кузовом допрацював і реалізував син засновника Отто Кессборер, який вирізнявся високим інженерним талантом і цілеспрямованістю. Йому також належить авторство першого на європейському просторі зчленованого автобуса, створеного навесні 1952 року. До цього моменту в Європі та Німеччині практикувалося використання безмоторних пасажирських причепів, які буксировалися автобусами або вантажівками.

Підприємство Karl Kaessbohrer Fahrzeugwerke тривалий час самостійно виготовляло такі причепа, не припиняючи їх випуск навіть після освоєння самонесних кузовів. Однак поява зчленованого транспорту швидко витіснила концепцію пасажирських причепів з ринку. Перший зчленований зразок марки Kaessbohrer, попри значні габарити (довжина 17,5 метра, місткість до 170 осіб), побудували на базі серійної вантажної платформи MAN.

Розробка наступного покоління стартувала навесні 1959 року в режимі підвищеної таємності, через що про проєкт не знали навіть багато співробітників заводу. Інноваційну структуру спроектували менш ніж за рік. Просторова ферма кузова виявилася настільки легкою завдяки використанню високоміцних матеріалів, що її каркас могли переносити вручну всього шість робітників.

Згодом компанія неодноразово впроваджувала передові технічні рішення:

Середина 1950-х років. Через чотири роки після дебюту Setra було створено діючий повнорозмірний прототип комфортабельного автобуса з незалежною пневматичною підвіскою.

1964 рік. Розпочалося серійне оснащення всіх моделей гідродинамічними трансмісійними сповільнювачами (ретардерами) Voith.

1976 рік. На автобусах бренду вперше впровадили систему безпротяжної вентиляції пасажирського салону.

Рубіж 1990-х років. Революційним кроком стало застосування винесених уперед зовнішніх дзеркал заднього огляду (на моделях 300-ї серії), які згодом стали стандартом для всієї світової індустрії.

Перша генерація відкрилася моделлю S8. Її модернізована версія S10 отримала три ключові відмінності:

1. Збільшення кількості рядів крісел до десяти (що відображено в індексі).
2. Подовжений передній звис кузова.
3. Перенесення вхідних дверей у передню торцеву частину машини (попереду передньої осі) [4].

У 1955 році на автовиставці в Женеві дебютував найкомпактніший варіант - модель S6. При довжині 6,7 метра та масі 3,6 тонни цей 25-місний автобус комплектувався 4-циліндровим силовим агрегатом Herschel потужністю 85 к.с. та повністю синхронізованою 5-ступінчастою трансмісією ZF [2].

Франкфуртський автосалон 1959 року став місцем прем'єри цілої лінійки машин, серед яких виділялися 12-метровий флагман S12 на пневмопідвісці та перший у Європі зчленований самонесний автобус SG165. Моделі також пропонувалися з регульованими пасажирськими кріслами літакового типу. Тоді ж презентували великий міський автобус Setra ST110 місткістю 110 пасажирів, корисне навантаження якого дорівнювало його власній вазі. У цій модифікації вперше серійно застосували незалежну пневмопідвіску та автоматичну коробку передач, об'єднану в один блок із двигуном. Головною

перевагою для пасажирів стали низькі підніжки та широкі дверні пройми, що значно спрощували посадку.

У середині 1955 року компанія уклала велику угоду з фірмою Continental Trailways (Х'юстон, Техас, США) на постачання понад 200 тривісних машин. Ці транспортні засоби мали довжину 12 метрів, висоту близько 4 метрів і ширину 2,5 метра. Вони вирізнялися специфічним американським екстер'єром, піднятим рівнем підлоги салону та великими підпільними багажниками, а як силову установку використовували дизелі MAN. Салон обладнали за найвищим класом: інтегрували кухонний блок, бар, туалет, ефективний кліматичний комплекс та ергономічні сидіння з регульованими спинками. Пневматична система автоматично регулювала кліренс незалежно від навантаження, а двері мали плавний пневмопривід. Залежно від кольору бічних панелей модифікації називалися *Silver Eagle* або *Golden Eagle*. У 1958 році було випущено ще більш потужну чотиривісну зчленовану версію *Super Golden Eagle* з двома барами та дизельним двигуном Rolls-Royce (275 к.с. замість стандартних 210 к.с. від MAN), хоча обсяг її постачання був обмеженим.

Нове сімейство замінило попередні моделі, отримавши кубічний дизайн із чіткими лініями, випробуваний на компактній моделі S7. Завдяки збільшеній площі скління конструкція виглядала легшою. Ґрати радіатора розтягнули по горизонталі та інтегрували в них прямокутну оптику. Автобуси оснащувалися гідропневматичним приводом гальм, незалежною підвіскою передніх коліс, а барабанні гальмівні механізми за доплату замінювалися на дискові. Міські версії цієї серії вийшли лише на початку 1970-х років, майже одночасно з появою наступного покоління. Варто додати, що міські моделі присутні в асортименті компанії й сьогодні, проте вони менш поширені, оскільки пріоритетом бренду залишається виробництво туристичних лайнерів [3].

Презентований у січні 1973 року в Женеві «півтораповерховий» лайнер Setra S200 здивував ринок тим, що санвузол і кухня були винесені нижче рівня

підлоги пасажирської зони. До 1976 року цей стилістичний та конструктивний підхід поширився на всю лінійку підприємства. У 1979 році на моделі SG221 HDS під підлогу салону також змістили робоче місце водія, що згодом дозволило створити місткі тривісні модифікації S215 HDS і S216 HDS з великими багажними відсіками.

Повноцінний двоповерховий автобус заввишки 4 метри (модель S228 DT) з'явився лише у 1981 році, оскільки на старому майданчику в передмісті Ульма тривалий час бракувало технічних площ для збирання таких великогабаритних машин. У цій моделі висоту стелі на першому поверсі зробили на 12 см більшою, ніж на другому. Це компенсувало меншу площу скління знизу та позбавляло пасажирів відчуття замкнутого простору, тоді як на другому поверсі за рахунок панорамних вікон висоту стелі вдалося зменшити до 1680 мм без втрати комфорту.

Третє покоління випускалося протягом 15 років. Попри тривалу експлуатацію цих машин, на початку 1990-х років відбувся перехід до 300-ї серії. Нові моделі отримали знижену підлогу, збільшені дверні пройми, поперечне розташування двигуна та оригінальний зовнішній вигляд. Задля їхнього збирання у жовтні 1992 року відкрили новий заводський комплекс у Новому Ульмі на іншому березі Дунаю, хоча перший експериментальний екземпляр серії (модель S300 NC) виготовили на старому підприємстві ще у 1989 році.

Машини цієї серії вперше в історії бренду обладнали цифровим багатофункціональним дисплеєм замість аналогових приладів та автоматичним клімат-контролем. Виробництво серії завершилося випуском двоповерхового флагмана S328 DT на заводі в Новому Ульмі.

Загалом 300-та серія вийшла на ринок у 1991 році і вже наступного року здобула престижний титул «*Coach of the Year '93*». Саме на ній з'явилися характерні обтічні дзеркала заднього огляду. За 11 років виробництва було випущено 3064 автомобілі у 12 модифікаціях (від короткої «клубної» версії завдовжки 8,8 метра до тривісних двоповерхових гігантів). Частка

двоповерхових машин становила 773 одиниці, які здебільшого постачалися до транспортних компаній Німеччини та Італії.

Наразі у виробничій програмі бренду тимчасово відсутні двоповерхові моделі, проте восени очікується презентація нового двоярусного лайнера на базі актуальної 400-ї серії. На завершення зазначимо, що використання композитних матеріалів (зокрема карбону) в автобусобудуванні досі є обмеженим через високу собівартість вуглеволокна та тривалий технологічний цикл його обробки.



Рисунок 1.1 - Електробус з пластиковим кузовом

Водночас вуглепластикові композити характеризуються низьким рівнем деформації і, відповідно, обмеженою еластичністю. Поряд із цим вони мають надзвичайно високі показники питомого поглинання енергії, які вчетверо перевищують аналогічні властивості алюмінію. У процесі руйнування композитних шарів акумульована енергія розсіюється рівномірно та поетапно, не викликаючи при цьому пластичних деформацій структури. Крім того, порівняно з алюмінієм, вуглеволокнисті матеріали мають значно вищу питому жорсткість та міцність. Це дає змогу суттєво зменшити матеріаломісткість конструкції без втрати її цільових експлуатаційних та конструктивних характеристик [4].

2 ПРОЄКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ КУЗОВА ЕЛЕКТРОБУСА

Одним із найбільш перспективних варіантів для модернізації кузовів міського електротранспорту є використання вуглепластику.

Цей матеріал створюється на основі вуглецевих волокон, які є органічними структурами, що пройшли високотемпературну термічну обробку в межах від 1000 до 3000°C. Внаслідок цього процесу вміст чистого вуглецю в них досягає 92–99,99%.

Історично першу концепцію одержання та практичного використання вуглеволокон висунув американський винахідник Томас Алва Едісон, який у 1880 році запатентував їх застосування як ниток розжарювання в перших електричних лампах.

Проте масштабна зацікавленість цими структурами виникла значно пізніше - наприкінці 1950-х років. Саме тоді вуглеволокно зарекомендувало себе як оптимальний армувальний компонент у виробництві композитних матеріалів для ракетобудування. Причиною цього став комплекс унікальних властивостей: висока стійкість до температурних навантажень, відмінні теплоізоляційні параметри, антикорозійна стабільність під впливом агресивних рідких і газових середовищ, а також значна питома міцність, опір втомному руйнуванню та підвищена жорсткість.

Порівняно з традиційними металами, як-от сталь чи алюміній, композити на основі вуглеволокон мають суттєві експлуатаційні переваги.

Вуглецеві волокна демонструють надзвичайну термічну стабільність. У вакуумному середовищі або в атмосфері інертних газів вони витримують нагрівання до 3000°C, що вдвічі перевищує температуру плавлення сталі (1500°C), а в умовах відкритого повітря зберігають властивості до 450°C. Питомий електричний опір волокон піддається регулюванню в дуже широких межах: від $0,02 \cdot 10^{-6}$ Ом · м (що відповідає характеристикам міді) до $1,0 \cdot 10^9$ Ом · м (на рівні напівпровідникових матеріалів). Завдяки поєднанню своїх параметрів, зокрема величезній активній поверхні, яка сягає 2500 м²/г (де

всього 2 грами матеріалу еквівалентні площі футбольного поля), колосальній міцності в $3,6 \text{ ГН/м}^2$ (що вдвічі більше за показник сталі - $1,8 \text{ ГН/м}^2$), надзвичайно низькій вазі (густина становить $1,9 \text{ г/см}^3$ порівняно з $7,82 \text{ т/м}^3$ у сталі), а також винятковим сорбційним характеристикам (1 грам волокна здатний увібрати до 50 грамів нафтопродуктів), цей матеріал перевершує всі відомі сьогодні жаростійкі волокнисті структури.

Унікальний комплекс характеристик вуглецевих волокон дозволяє ефективно використовувати їх як термоізоляцію та теплові екрани в обладнанні, що працює за критично високих температурних режимів.

Завдяки винятковій хімічній інертності ці матеріали затребувані для очищення газів, фільтрації агресивних хімічних сполук, створення спеціалізованого захисного одягу, а також як основа для різноманітних електронагрівальних компонентів, термопар та інших вимірювальних пристроїв.

Висока електропровідність вуглеволокон робить їх дієвим засобом нейтралізації статичної електрики, яка негативно впливає на здоров'я людини та стабільність технічних процесів. Інтеграція всього 0,02–1% такого волокна в структуру матеріалу (наприклад, паперу або текстилю) забезпечує повне відведення електричних зарядів, демонструючи ефект, аналогічний дії промислових антистатиків.

Композити на основі вуглецю знайшли широке застосування в медицині завдяки своїй високій біосумісності з живими тканинами. Штифти з вуглепластику для фіксації переломів або міцні вуглецеві стрічки для пластики пошкоджених сухожилів не викликають реакції відторгнення в організмі. Окрім того, через високу адсорбційну здатність активовані вуглецеві матеріали успішно застосовуються у вигляді лікувальних пов'язок, тампонів і дренажних систем при терапії відкритих ран та хімічних чи термічних опіків. Вони використовуються для екстракорпорального очищення крові та інших біосередовищ, діють як ефективні сорбенти при гострих отруєннях, а також

виступають матрицями-носіями для спрямованого транспортування лікарських речовин.

Вуглецеві волокна є основними армувальними наповнювачами для отримання міцних, термо- і хімічно стійких композитів (вуглепластиків). На їхній основі виготовляють:

- електроди та вимірювальні термопари;
- екрануючі покриття для поглинання електромагнітного випромінювання;
- радіо- та електротехнічні деталі;
- гнучкі й жорсткі нагрівальні пристрої, зокрема обігрівальні елементи для взуття та спецвдягу;
- неткані матеріали для теплоізоляції високотемпературних магістральних трубопроводів і промислових установок.

Завдяки стійкості до зовнішніх впливів вуглеволоконисті структури застосовуються як сальникові набивки, ущільнювачі та фільтри для тонкого очищення агресивних рідин і газів від дрібнодисперсних включень. Модифіковані сорбенти на основі активованого вуглеволокна та іонообмінники інтегруються в системи очищення повітря, промислових газів, пристрої для рекуперації цінних компонентів та в засоби індивідуального захисту органів дихання (ЗІЗОД).

У сучасній аерокосмічній та оборонній галузях вуглеволокно забезпечує тепловий захист ракет, літаків та космічних апаратів, будучи матеріалом для виготовлення обтікачів, елементів двигунів та теплопровідних вузлів. Воно також використовується в енергетиці та при створенні передових накопичувачів енергії, батарей та акумуляторних комплексів.

Сировинною базою для вітчизняного виробництва вуглеволокон у формі ниток, тканин, стрічок чи дисперсних порошків виступають віскозні волокна (відомі марки: Урал, НВК, Вискум). На світовому ринку представлені такі аналоги, як Торнел (Thornel), Целіон (Celion), Фортафіл (Fortafil) у США;

Модмор (Modmor), Графіл (Grafil) у Великій Британії; Торейка (Torayca) та Курехалон (Kurehalon) у Японії [1].

Поряд із низькою питомою вагою та міцністю, вуглепластики мають характерний чорний колір і провідність, що визначає межі їх експлуатації. Водночас їхній майже нульовий коефіцієнт термічного розширення є незамінним для прецизійних високоточних галузей.

У текстильне та композитне виробництво матеріал постачається у вигляді пасом (ниток), сформованих із великої кількості мікрОВОЛОКОН. Позначення «К» вказує на кількість тисяч таких елементарних волокон у нитці. Найбільш тонкою і дорогою є нитка марки 1К, базовою і найпоширенішою - 3К, також випускаються варіанти 6К, 12К, 24К та 48К. Попри очевидні переваги, впровадження карбону в масове виробництво транспортних засобів стримується тривалим циклом виготовлення та високою ціною вуглеволокна.

Проте вуглепластиковий композит має низьку здатність до пружної деформації, поєднуючи це з колосальною питомою енергоємністю руйнування, яка в 4 рази вища, ніж в алюмінієвих сплавах. Під час механічного пошкодження шарів енергія удару гаситься послідовно і рівномірно без утворення зон пластичної деформації. Саме ця властивість композитних монококів у болідах Formula 1 дозволяє гонщикам залишатися неушкодженими та самостійно залишати машини після аварій на швидкостях понад 200 миль/год (близько 320 км/год). Завдяки високій питомій жорсткості вуглепластику потрібно менше, ніж алюмінію, для виконання тих самих вимог міцності. Зниження маси несучої структури дозволяє оптимізувати питому потужність транспортного засобу або підвищити паливну ефективність гібридних систем і силових установок на водневих паливних елементах.

У процесі створення шасі за технологією компанії ATR окремі субкомпоненти, виготовлені методом закритого формування RTM (Resin Transfer Molding), збираються в єдину структуру, яка згодом проходить повний цикл термореактивного затвердіння в автоклаві під високим тиском для отримання монолітного монокока [5].

При проектуванні ключове значення мають три фактори: інтегральна жорсткість, стійкість до динамічних ударів та вібраційні (модальні) характеристики. Для розрахунку геометрії та товщини елементів просторової рами під цільові навантаження використовувався програмний комплекс MSC Nastran (MSC.Software). Необхідна жорсткість каркаса забезпечує надійне кріплення двигуна, елементів підвіски та трансмісії, гальмівної системи, інтегрованих зон безпеки (передніх та задніх захисних структур) і навісних деталей кузова, включаючи бічні двері.

Для оптимізації орієнтації вуглецевих волокон та визначення послідовності укладання шарів ламінату з метою гасіння вібрацій і забезпечення міцності застосовувався програмний модуль MSC Patran. Додатково залучалися інструменти лінійки HyperWorks (Altair Engineering Inc.), які дозволили адаптувати конструкцію до вимог серійного виробництва.

Як зазначає провідний фахівець Сантоні, математичні інструменти для явного та прихованого аналізу скінченних елементів (FEA) стосовно композитних автомобільних кузовів при динамічних чи квазістатичних навантаженнях все ще вдосконалюються. Через це його інженерна група впровадила методологію «проектування експериментів» (Design of Experiments) - математичний підхід на основі дисперсійного аналізу, який дає змогу одночасно оцінювати безліч змінних у конструкції та технологічному процесі.

Структура шасі формується із семи окремих модулів:

1. П'ять компонентів (умовне зелене маркування) виготовляються окремо за допомогою технології RTM.
2. Після цього вони фіксуються у загальній складальній матриці.
3. Останні два модулі - довгі пов'язувальні пороги, або коромислові панелі (умовне червоне маркування) - укладаються безпосередньо у збірній формі, об'єднуючи всю конструкцію перед автоклавною обробкою [5].

У розробці застосовано безсерцевинний ламінат із варіативною товщиною стінок від 1,5 до 10 мм. Для досягнення заданих показників

жорсткості в критичних зонах інтегровані замкнуті порожнини профільного (балкового) типу. До п'яти базових модулів належать: підлоговий піддон, інтегрований відсік паливного бака, підколірна інструментальна панель, а також ліва і права передні «А»-подібні стійки. Всі вони виготовляються у власних індивідуальних прес-формах методом RTM.

Ключовим елементом фінішної збірки є дві поздовжні коромислові деталі каркаса, що розташовані по боках шасі та формують нижні пороги дверей. Вони конструктивно об'єднують решту п'яти вузлів у монолітну раму. За словами Сантоні, ці коромисла створюються методом «мокрого» укладання безпосередньо у фінальній складальній матриці, причому композитні шари ламінуються внахлест на суміжні вузли. Завдяки єдиному автоклавному циклу з'єднані модулі отверджуються одночасно, утворюючи суцільну конструкцію без традиційних клейових чи болтових стиків. Попри теоретичну можливість безлітєйного затвердіння, використання автоклава визнано обов'язковим для створення необхідного тиску та температурного профілю, що гарантує максимальну міцність дифузійного з'єднання компонентів.

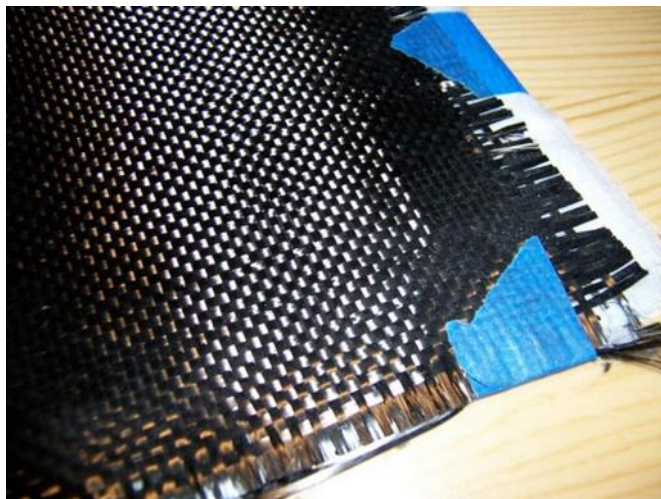


Рисунок 2.1 - Фрагмент вуглеволокна

Просторова рама шасі, розроблена фахівцями ATR, є цілісною композитною структурою, геометричні параметри якої можна адаптувати під специфіку конкретного транспортного засобу. Інтеграція металевих

монтажних компонентів, призначених для фіксації різноманітних агрегатів автомобіля, здійснюється безпосередньо у процесі формування самого шасі.

Головною перешкодою на шляху масового впровадження армованих вуглепластикових композитів у промисловість довгий час залишалася відсутність ефективних методів автоматизації виробничого циклу. Проте дворічний комплекс досліджень, проведений компанією BMW на базі підприємства в Ландсхуті, дозволив успішно розв'язати цю проблему, забезпечивши суттєве підвищення стабільності характеристик та автоматизацію виготовлення вуглепластикових елементів. Цей проєкт заклав технологічний фундамент для рентабельного та високоякісного великосерійного випуску автомобільних кузовних деталей із композитів.

Зокрема, виготовлення дахів для спортивної моделі M3 CSL організовано на експериментальних потужностях у Ландсхуті за триетапною технологічною схемою. Спочатку формується багат шарова заготовка, що складається з п'яти пакетів вуглеволокна, яка задовольняє як конструкційні критерії міцності, так і високі вимоги до зовнішнього вигляду виробу. Наступна стадія передбачає подачу полімерної суміші методом лиття під тиском (інжекційного пресування): попередньо укладений 5-шаровий композит фіксується у прес-формі із зусиллям замикання 1888 тонн. Після цього у розігріту оснастку впорскується суміш прозорої епоксидної смоли з затверджувачем. На фінальному етапі готовий вуглепластиковий дах вилучається з форми за допомогою роботизованого маніпулятора для подальшого нанесення безбарвного захисно-декоративного лаку. Представники концерну BMW зазначають, що завдяки оптимізації цього техпроцесу тривалість циклу створення деталі скоротилася вп'ятеро порівняно з попередніми аналогами. До того ж отримана конструкція важить на 6 кг менше, ніж традиційний сталевий дах автомобіля [6].

Таким чином, застосування вуглепластикових композитів у конструкції міського електричного транспорту (МЕТ) дозволяє значно спростити та здешевити експлуатаційне обслуговування кузовів, оскільки зникає

необхідність у періодичному оновленні лакофарбового шару. Крім того, суттєве зниження власної маси рухомого складу безпосередньо веде до оптимізації споживання електроенергії під час руху.

3 РОЗРАХУНОК КУЗОВА ЕЛЕКТРОБУСА

3.1 Визначення вагових навантажень на раму кузова [2]

3.1.1 Площа, яку займають пасажир

$$F_{\text{повн}} = Д \cdot Ш, \text{ м}^2 \quad (3.1)$$

$$F_{\text{повн}} = 12 \cdot 2,8 = 33,6 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{пас}} = F_{\text{повн}} - F_{\text{ст}} - F_{\text{каб}} - F_{\text{підн}} \quad (3.2)$$

де $F_{\text{повн}}$ - повна площа салону електробуса, м^2

$F_{\text{ст}}$ - площа стінок салону електробуса, м^2

$F_{\text{підн}}$ - площа підніжок, м^2

$F_{\text{каб}}$ - площа кабіни водія, м^2 ($F_{\text{каб}} = 2 \text{ м}^2$)

$$F_{\text{ст}} = 2V_{\text{ст}} (Д + Ш) \quad (3.3)$$

де $V_{\text{ст}}$ - товщина стінки салону ($V_{\text{ст}} = 0,07 \text{ м}$)

$$F_{\text{ст}} = 2 \cdot 0,07 (12 + 2,8) = 2,072 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{підн}} = n_o f_o + n_g f_g \quad (3.4)$$

де $n_o f_o$ і $n_g f_g$ - кількість одинарних і подвійних дверей і площа їх підніжок.

Приймаємо $f_o = 0,3 \text{ м}^2$ і $f_g = 0,6 \text{ м}^2$

$$F_{\text{підн}} = 1 \cdot 0,3 + 2 \cdot 0,6 = 1,5 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{пас}} = 33,6 - 2,072 - 2 - 1,5 = 28,028 \text{ м}^2$$

3.1.2 Визначення кількості сидячих пасажирів

$$E_{\text{сид}} = F_{\text{пас}} / f_{\text{сид}} + Df_{\text{ст}}, \text{ чол.} \quad (3.5)$$

де $f_{\text{сид}}$ - площа, займана одним сидячим пасажиром; $0,315 \text{ м}^2/\text{чол.}$

$f_{\text{ст}}$ - площа, займана одним стоячим пасажиром; $0,2 \text{ м}^2/\text{чол.}$

$$E_{\text{сид}} = 28,028 \div 0,315 + 2 \cdot 0,2 = 39 \text{ чол.}$$

Число стоячих пасажирів

$$E_{\text{ст}} = D \cdot E_{\text{сид}} = 2 \cdot 39 = 78 \text{ чол.}$$

3.1.3 Повна вага пасажирів

$$G_{\text{пас}} = (E_{\text{сид}} + E_{\text{ст}}) g, \text{ кг} \quad (3.6)$$

де g - маса одного пасажирів.

$$G_{\text{пас}} = (89 + 178) 70 = 18690 \text{ кг}$$

3.1.4 Визначення площі, займаної сидячими пасажирами

$$F_{\text{сид}} = E_{\text{сид}} \cdot f_{\text{сид}}; \quad (3.7)$$

$$F_{\text{сид}} = 89 \cdot 0,315 + 10,1 \text{ м}^2$$

3.1.5 Визначення ваги окремих груп пасажирів, що стоять.

Приймаємо вагу одного пасажирів рівним 70 кг, а коефіцієнт при максимальній заповненій рівним 10 чол / м².

$$G_1 = (F_1 - f_0) \cdot D \cdot g = (0,6 \cdot 0,8 - 0,3) \cdot 10 \cdot 70 = 126 \text{ кг}$$

$$G_2 = F_2 / f_{\text{сид}} \cdot g = 2,7 \cdot 0,8 / 0,315 \cdot 70 = 480 \text{ кг}$$

$$G_3 = F_3 / f_{\text{сид}} \cdot g = 6 \cdot 0,9 / 0,315 \cdot 70 = 1200 \text{ кг}$$

$$G_4 = F_4 \cdot D \cdot g = 6,2 \cdot 0,5 \cdot 10 \cdot 70 = 2170 \text{ кг}$$

$$G_5 = (F_5 - f_{\text{дв}}) \cdot D \cdot g = (1,2 \cdot 0,8 - 0,6) \cdot 10 \cdot 70 = 252 \text{ кг}$$

$$G_6 = F_6 / f_{\text{сид}} \cdot g = 1,8 / 0,315 \cdot 70 = 400 \text{ кг}$$

$$G_7 = F_7 \cdot D \cdot g = 0,5 \cdot 1,52 \cdot 10 \cdot 70 = 532 \text{ кг}$$

$$G_8 = (F_8 - f_{\text{дв}}) \cdot D \cdot g = (3,4 \cdot 2,55 \cdot 65 - 0,8) \cdot 10 \cdot 70 = 394 \text{ кг}$$

Вага тари $G_T = E_{\text{сид}} \cdot T$ для тролейбуса T приймаємо 200 кг/чол, тоді

$$G_T = 89 \cdot 200 = 17800 \text{ кг}$$

3.1.6 Визначення реакцій в опорах кузова

Передній і задній зв'яз:

$$C_1 = C_2 = (D - B) / 2$$

де B – база екіпажа.

$$B = D / 2 = 12 / 2 = 6 \text{ м};$$

$$C_1 = C_2 = (12 - 6) / 2 = 3 \text{ м}.$$

Виходячи з рівності переднього й заднього звисів, що зумовлена поздовжньою прохідністю для сучасного рухомого складу, знаходимо вертикальні реакції в опорах, які дорівнюватимуть навантаженням на відповідні ходові частини. Їх визначають з умови рівності нулю вагових моментів відносно опор кузова [6].

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$\Sigma M_1 = G_1 \cdot 1,5 - G_2 \cdot 0,15 - G_3 \cdot 1,35 - G_4 \cdot 1,35 - G_5 \cdot 3,5 - G_T \cdot 1,75 - G_6 \cdot 3,6 -$$

$$- G_7 \cdot 3,5 - R_2 \cdot 4,5 - G_8 \cdot 5,5 = 0$$

$$R_2 = (-G_1 \cdot 1,5 + G_2 \cdot 0,15 + G_3 \cdot 1,35 + G_4 \cdot 1,35 + G_5 \cdot 3,5 + G_T \cdot 1,75 + G_6 \cdot 3,6$$

$$+ G_7 \cdot 3,5 + G_8 \cdot 7,5) / 6,5 = (-248 + 150 + 1635 + 2428$$

$$+ 415 + 1434 + 15630 + 1870 + 43731) / 5,5 = 66785 / 5,5 = 12142 \text{ кг} =$$

$$= 121,42 \text{ кН}$$

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$\Sigma M_2 = -G_1 \cdot 6,1 - G_2 \cdot 5,67 - R_1 \cdot 4,5 - G_3 \cdot 3,35 - G_4 \cdot 5,15 - G_5 \cdot$$

$$\cdot 2,5 - G_T \cdot 2,5 - G_6 \cdot 1,6 - G_7 \cdot 1 + G_8 \cdot 1,5$$

$$R_1 = (G_1 \cdot 6,1 + G_2 \cdot 5,67 + G_3 \cdot 4,5 + G_4 \cdot 3,35 + G_5 \cdot 5,15 + G_T \cdot$$

$$\cdot 2,5 + G_6 \cdot 1,6 + G_7 \cdot 1 - G_8 \cdot 1,5) / 5,5 = (1124 + 412 + 5445 + 12014 + \\ + 571 + 742 + 14280 + 562 - 4724) / 5,5 = 5532 \text{ кг} = 55,32 \text{ кН}$$

$$(R_1 + R_2) \cdot 0,35 > R_1$$

$$(55,32 + 121,42) \cdot 0,35 > 55,32$$

Умови дотримуються.

3.2 Визначення додаткових навантажень на ходові частини

Під час подолання рухомим складом кривих виникає нахил кузова в напрямку від центра повороту (назовні кривої). Це явище супроводжується супутнім зсувом центра мас кузова разом із пасажирями в той самий бік.

На рис. 3.1 проілюстровано просторовий розподіл діючих сил, кутові параметри нахилу, а також лінійні координати та розміри, що характеризують динаміку руху тролейбуса на криволінійній ділянці.

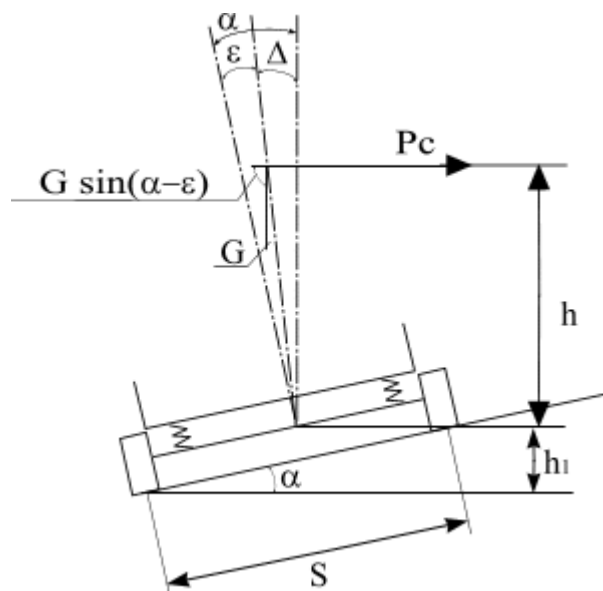


Рисунок 3.1 - Схема до визначення бокового зміщення кузова

$$\Delta = h \operatorname{tg}(\alpha - \xi) \quad (3.8)$$

де h - відстань від опорної поверхні елементів підвіски по подовжній балці до центру тяжіння кузова з пасажирами ($h = 1,2$ м);

D - кут відхилення кузова від вертикалі із-за наявності піднесення ($h_1 = 15 - 25$ м) зовнішньої частини дороги вибирається залежно від радіусу кривої.

z - кут, що визначає зсув вертикальної осі кузова на підвісці під дією дороги в кривій, град. (під дією відцентрової сили)

$$\sin \alpha = h_1 / S \quad (3.9)$$

де S - відстань між кругами катання в кривій $S = 190$ см

$$\sin \alpha = h_1 / S \quad \alpha = h_1 / S = \arcsin 10 / 190 = 2^\circ$$

Вертикальне навантаження, що спричиняє деформацію підвіски.

Відцентрова сила під час руху в кривій:

$$P_c = G \cdot V / g \cdot R \quad (3.10)$$

де G - вага рухомого складу з пасажирами

$$G = R_1 + R_2 = 55,32 + 121,42 = 176,74 \text{ кН}$$

V - швидкість рухомого складу

$$V = 75 \text{ км/ч} = 75 \cdot 1000/3600 = 20,83 \text{ м/с}$$

R - радіус кривої повороту, 18 м

Тоді:

$$P_c = 176,74 \cdot 20,83 / 8,7 \cdot 18 = 7616,8 \text{ кН}$$

Вертикальне навантаження, що спричиняє деформацію:

$$Z = P_c \cdot h / l \quad (3.11)$$

де l - відстань між ресорами або опорами кузова; ($l = 1,7$ м)

$$Z = 7616,8 \cdot 1,2 / 1,7 = 5376,5 \text{ кН}$$

Прогин ресорної підвіски під дією Z :

$$E = Z \cdot \Gamma \quad (3.12)$$

де Γ - гнучкість ресорного комплекту:

$$\Gamma = f_{ct} / G \quad (3.13)$$

де f_{ct} - прогинання ресорного підвішування в стані спокою ($f_{ct} = 130 - 180$ мм), приймаємо $f_{ct} = 17$ см

$$\Gamma = 17 / 176,74 = 0,096 \text{ см/кН}$$

$$E = 5376,5 \cdot 0,096 = 516,1 \text{ см}$$

Кут зсуву вертикальної осі кузова:

$$\xi = \arcsin 2\delta / l = 2 \cdot 516,1 / 170 = \arcsin 0,281 = 15,3^\circ$$

Зсув осі кузова під час руху в кривій:

$$\Delta = h \operatorname{tg}(\alpha - \xi) = 1,2 \operatorname{tg}(2 - 15,3) = -0,017 \text{ м}$$

Негативне значення вказує на те, що величина відхилення від вертикальної осі під впливом відцентрової сили є більшою за відхилення, зумовлене віражем (підвищенням зовнішнього краю дорожнього полотна).

До складу поперечних (бічних) навантажень входять відцентрова сила, сила вітрового тиску, а також бічний момент, що зумовлює зміщення кузова в поперечному напрямку. Приймається, що відцентрова сила, яка діє на рухомий склад під час подолання криволінійної ділянки, прикладена безпосередньо в центрі мас. У процесі виконання повороту вектор відцентрової сили спрямований уздовж радіуса, що проходить через центр мас та миттєвий центр повороту тролейбуса.

Розрахунок додаткового вертикального зусилля, що діє на передню вісь, виконується на основі умов рівноваги досліджуваної системи в поперечній площині.

$$- Q \cdot \delta_1 \cdot l + P_c \cdot h \cdot b/B + G_r \cdot \Delta \cdot b/B + P \cdot b/2 \cdot h/2 = 0$$

де P_B - вітрове навантаження

$$P_B = p \cdot D \cdot h \quad (3.14)$$

де p - розрахунковий питомий тиск вітру: $p = 0,4 \text{ кН/м}$

h - висота кузова ($h = 4 \text{ м}$)

$$P_B = 0,4 \cdot 12 \cdot 4 = 19,2 \text{ кН}$$

$$Q \delta_1 = P_B \cdot h / l \cdot b / B + G \cdot \Delta / l \cdot b / B + P_B / 2l \cdot h / 2_b$$

де b / B - це відношення поздовжніх розмірів кузова, що характеризує різні навантаження на вісь електробуса; b - це відстань від заднього моста до центру тягіння; B - це база екіпажа.

$$Q \delta_1 = 516,1 \cdot 1,2 / 1,7 \cdot 1,8 / 5,5 - 176,74 \cdot 0,036 / 1,4 \cdot 1,8 /$$

$$5,5 + 19,2 / 2 \cdot 1,7 \cdot 3 / 2 = 74,9 - 1,11 + 7,25 = 90,13 \text{ кН}$$

Оскільки вага електробуса розподіляється між мостами в певному співвідношенні, обумовленому ДСТУ 1189-00, тобто

$$R_1 = 0,26 G \text{ і } R_2 = 0,74 G$$

то й додаткові навантаження повинні розподілятися в тому самому співвідношенні, тоді:

$$R_2 \cdot b = R_1 \cdot (B - b) \quad (3.15)$$

$$121,42b = 55,32 \cdot (6 - b)$$

$$b = 1,9 \text{ м}$$

Виходячи з цього, додаткове вертикальне навантаження на задній міст:

$$Q \delta_2 = P_c \cdot h / l \cdot (B - b) / B - G / l \cdot (B - b) / B + P_b / 2l \cdot h / 2 =$$

$$= 516,1 \cdot 1,2 / 2 \cdot 1,7 \cdot 4 / 3 - 176,74 \cdot 0,031 / 2,4 \cdot 4,5 / 4,7$$

$$+ 19,2 / 2 \cdot 4 / 3 = 16800 - 3,99 + 9,35 = 211,77 \text{ кН}$$

$$(Q \delta_1 + Q \delta_2) \cdot 0,36 > Q$$

Рівність дотримується.

Коефіцієнт вертикального динамічного навантаження:

$$K_d = 1 + (a + 0,01 V / f_{ст}) \quad (3.16)$$

де a - коефіцієнт рівний 0,1 для обресорених частин рухомого складу і 0,15 для не підресорених частин

$$K_d = 1 + (0,1 + 0,01 \cdot 70 / 17) = 1,147$$

Додаткове вертикальне динамічне навантаження:

$$P_d = G (K_d - 1) \quad (3.17)$$

$$P_d = 176,74 \cdot (2,445 - 1) = 17 \text{ кН}$$

При пересуванні транспортного засобу на похилих ділянках дороги виникає горизонтальна сила, яка є компонентою сили ваги і завжди діє в напрямку спуску (вниз по ухилу).

Під впливом цієї сили на ходову частину передаються додаткові зусилля: вертикальне та горизонтальне, які змінюють загальний розподіл навантажень. Горизонтальні та вертикальні складові від сили ваги:

$$G_x = G \sin \alpha_y = G \sin \arctg i, \quad (3.18)$$

де i - це ухил шляху, %

$$G_x = 176,74 \sin \arctg 0,15 = 43 \text{ кН}$$

$$G_y = G \cos \alpha_y = G \cos \arctg i$$

$$G_y = 176,74 \cos \arctg 0,15 = 173,3 \text{ кН}$$

Визначаємо додаткове вертикальне навантаження на мости:

$$Q_{дв} = G \cdot h / B = 43 \cdot 1,2 / 6 = 8,6 \text{ кН}$$

Визначаємо додаткове горизонтальне навантаження на мости:

$$Q_{дг} = 0,5 \cdot G = 0,5 \cdot 43 = 21,5 \text{ кН}$$

Під час пуску й гальмування виникає сила інерції, прикладена в центрі тяжіння та спрямована вздовж рухомого складу. При гальмуванні сила інерції спрямована вперед по ходу, а при пуску (розгоні) проти руху.

Сили інерції спричиняють додаткові горизонтальні й вертикальні навантаження, що впливають на ходові частини.

Сила інерції кузова з пасажирями:

$$P_{и} = m |dV / dt| \quad (3.19)$$

де m - це маса кузова; dV / dt - це прискорення, м/с;

$$|dV / dt| = 9,81 \cdot z / (1 + R)$$

де $(1 + R)$ - коефіцієнт інерції мас, що обертаються, - 1,2

z - коефіцієнт зчеплення, $z = 0,3$

$$|dV / dt| = 9,81 \cdot 0,3 / 1,2 = 2,45 \text{ м/с}$$

тоді $P_{и} = G / g |dV / dt| = 176,74 / 9,81 \cdot 2,45 = 44,4 \text{ кН}$

Додаткове навантаження на осі:

$$Q_{и} = P_{и} \cdot h / B = 44,4 \cdot 1,2 / 6 = 8,88 \text{ кН}$$

3.3 Розрахунок кузова на міцність

Конструкція закритого кузова-фургона являє собою тонкостінну оболонку, яка посилена каркасною структурою, що складається з поздовжніх елементів (поясів) та поперечних ребер, які формують замкнуті шпангоутні рами. Процедура розрахунку таких тримальних систем базується на положеннях простої теорії згину, що була описана вище.

При аналізі напружено-деформованого стану фургона під дією згинальних навантажень у вихідних математичних залежностях допускається враховувати тільки ті компоненти, які безпосередньо описують згин у вертикальній площині:

$$\sigma = \frac{M_y}{J_y} z ; \quad (3.20)$$

$$\tau = -\frac{Q_z S_y}{\delta J_y} ; \quad (3.21)$$

Отже, процедура розрахунку кузовної конструкції [1] передбачає побудову епюр поперечних сил і згинальних моментів, оцінку геометричних характеристик поперечних перерізів каркасних елементів, а також розрахунок діючих нормальних і дотичних напружень за залежностями (3.20) та (3.21).

Під час аналізу параметрів перерізів ключовим етапом є вибір адекватної силової моделі. Специфіка розрахункової схеми визначається конструктивними особливостями та характером роботи обшивального матеріалу [1]. За умови монолітного з'єднання обшивки з каркасом та високої якості її виготовлення (без суттєвих відхилень від технологічного процесу) доцільно використовувати диференційовану схему. Вона передбачає, що у розтягнутій області обшивки діють як нормальні, так і дотичні напруження, тоді як у зоні стиснення — переважно дотичні. При цьому в стиснутій зоні нормальні напруження локалізуються лише на звужених смугах обшивки, які безпосередньо межують із поздовжніми каркасними поясами.

Математичне розв'язання цієї задачі виконується ітераційним методом послідовних наближень:

1. Перша ітерація: уся площа обшивки враховується з коефіцієнтом редукції, що дорівнює одиниці. На основі цього обчислюють координати центра мас та положення нейтральної осі перерізу.
2. Друга ітерація: за отриманими координатами нейтральної осі коригують розрахункову площу. У зоні розтягування знову враховують усю обшивку, а в зоні стиснення - лише її приведену (ефективну) ширину, обчислену за відповідними методиками. Далі заново визначають центр мас та нейтральну вісь.
3. Наступні кроки: процес ітераційного уточнення повторюється за аналогічним алгоритмом, доки похибка між двома сусідніми результатами не зменшиться до рівня менше ніж 5%.

У сучасному кузовобудуванні найчастіше застосовують обшивку з плоских листів, яка зазвичай має помітні початкові деформації (хвилястість), що з'являються, зокрема, внаслідок зварювальних робіт при фіксації листів на каркасі. Оскільки за наявності таких нерівностей нормальні напруження в обшивці майже не розвиваються, характер її роботи стає ідентичним як у стиснутих, так і в розтягнутих зонах. Для подібних умов більш обґрунтованою є інша розрахункова модель перерізів: вважається, що нормальні напруження виникають у розтягнутих і стиснутих областях поздовжніх каркасних поясів, куди включають і суміжні редуковані ділянки обшивки. Для сталевих конструкцій ширина такої прилеглої ділянки приймається рівною 30 товщинам листа (з кожного боку від профілю), а для елементів з алюмінієвих сплавів - 15 товщинам. Сама ж обшивка в цій моделі розглядається як елемент, що сприймає виключно дотичні зусилля [1].

Згідно зі схемою поперечних перерізів кузова, при визначенні їх геометрії враховують такі конструктивні елементи: три бічні поздовжні пояси, центральний пояс даху, нижній обв'язувальний профіль та лонжерони базової основи. До розрахункової площі також додають смуги обшивки, які

безпосередньо прилягають до цих поясів. Окрім цього, зважаючи на підвищену жорсткість обшивки на закруглених ділянках (схилах) даху, де здатні виникати нормальні напруження, ці зони також обов'язково включають до загального геометричного розрахунку перерізу.

3.3.1 Розрахунок кузова на кручення, згин

Застосування базових положень теорії згину та розрахункової моделі кузовних перерізів із зосередженими площами дає змогу виконати аналіз напружено-деформованого стану конструкції під дією статичних навантажень.

Загальне статичне навантаження, що діє на кузов, приймається як рівномірно розподілене за його поздовжньою віссю. До цієї сили також додають опорно-зчіпні реакції від задніх ресор та реактивні зусилля в зоні пристрою напівпричепа. З метою спрощення математичного моделювання геометрію кузова, а також прикладені до нього зовнішні сили розглядають як симетричні відносно центральної поздовжньо-вертикальної площини (при цьому наявність дверного проїму з правого боку кузова не береться до уваги).

На основі встановлених розрахункових навантажень виконується побудова епюр поперечних сил та згинальних моментів. Наступним кроком є обчислення геометричних характеристик поперечного перерізу кузова, яке здійснюється у такій послідовності:

- визначають координату центру ваги перетину

$$z_c = \frac{\sum z_i F_i}{\sum F_i} \quad (3.22)$$

де F_i - зосереджені площі;

z_i - координати; у разі комбінування в тримальній структурі різних за фізико-механічними властивостями матеріалів обчислюють приведену площу кожного конструктивного елемента;

на основі отриманих даних визначають головний момент інерції поперечного перерізу відносно його центральної осі;

$$J_y = \sum (z_i - z_c)^2 F_i ; \quad (3.23)$$

Наступним кроком є обчислення та побудова епюри статичних моментів інерції, яка необхідна для подальшого аналізу розподілу дотичних напружень.

Оскільки в межах цієї розрахункової моделі враховуються лише зосереджені площі, графік статичного моменту змінюється дискретно (стрибкоподібно) у точках розташування кожного такого елемента. Для розімкнених поперечних перерізів кузова координату початку відліку дуги при побудові епюри доцільно сумістити з крайньою точкою профілю. За таких умов визначення дотичних напружень суттєво спрощується і виконується за базовою залежністю (3.21). Навпаки, у випадку замкненого контуру поперечного перерізу (коли в розрахункову схему включають настил підлоги) процедура обчислення дотичних напружень вимагає застосування більш складного математичного апарату.

Проте, зважаючи на наявність вертикальної площини симетрії кузова фургона (і відповідно вертикальної осі симетрії його перерізу), зазначені математичні труднощі можна нівелювати. Для цього використовуються класичні властивості симетричних перерізів, згідно з якими центр згину обов'язково лежить на осі симетрії, а в точках, де контур перетинається з цією віссю, дотичні напруження дорівнюють нулю. Це дає змогу прийняти одну з таких точок перетину за початок інтегрування (відліку дуги) та звести розрахунок замкненого профілю до алгоритму відкритої системи, використовуючи для обчислення напружень ту саму базову формулу (3.21).

На основі знайдених геометричних характеристик перерізу, а також епюр згинальних моментів і поперечних сил, визначаються діючі нормальні та дотичні напруження за формулами (3.20) і (3.21). Отримані теоретичні результати демонструють достатній рівень збіжності з експериментальними

даними. Певне розходження між ними фіксується лише в середній частині кузовного каркаса, що пояснюється наявністю дверного пройму, який не був врахований у цій розрахунковій схемі.

Варто підкреслити, що оцінка напружено-деформованого стану кузова на базі елементарної теорії згину є повною та адекватною лише для тих конструктивних елементів, які за своїм компонуванням і характером сприйняття зовнішніх сил відповідають обраній теоретичній моделі. Тут доречно провести аналогію з принципами теорії ферм: якщо зовнішні сили прикладені безпосередньо у вузлах ферми, то її стрижні працюють у суворій відповідності до розрахункової схеми (виключно на розтяг або стиск). Якщо ж навантаження діє на проліт стрижня (посередині), відповідність моделі порушується, що змушує інженера виконувати додатковий локальний розрахунок цього елемента на згин.

Аналогічна ситуація характерна і для кузовних конструкцій. Згідно з прийнятою гіпотезою, всі елементи поперечного перерізу із зосередженими площами мають зазнавати лише деформацій розтягу-стиску. Якщо для окремого елемента ця умова не виконується, виникає потреба в проведенні спеціального додаткового розрахунку для визначення локальних напружень та їхнього подальшого сумування з напруженнями від загального згину кузова.

Яскравим прикладом є базова основа кузова. Корисне навантаження в транспортному засобі зазвичай діє безпосередньо на підлогу, викликаючи місцевий згин поздовжніх лонжеронів та поперечин основи. Оскільки цей фактор не охоплюється загальним розрахунком кузова на згин, для елементів нижньої основи виконують ізольований додатковий розрахунок, спрямований на визначення локальних згинальних напружень.

3.3.2 Розрахунок основи кузова

Для проведення локального аналізу міцності основи кузова впроваджують таку спрощену розрахункову модель: поздовжні лонжерони та поперечні зв'язки розглядаються як система взаємопов'язаних балок, що

спираються на бічні стінки кузовного каркаса. Зважаючи на те, що жорсткість вертикальних стінок кузова є неспівмірною (значно вищою) порівняно зі згинальною жорсткістю елементів основи, приймається припущення про шарнірне спирання балок основи на абсолютно жорсткий контур стін.

Також формулюється припущення щодо характеру силової взаємодії між поздовжніми та поперечними елементами. У загальному випадку під дією вертикальних сил у вузлах з'єднання лонжерона з поперечиною мають передаватися вертикальне зусилля, а також крутний і згинальний моменти. Проте, оскільки крутильна жорсткість цих профілів є незначною порівняно з їхньою жорсткістю на згин, величиною крутних та згинальних моментів у вузлах допускається знехтувати. Відповідно, вважається, що у місцях перетину балок передається виключно вертикальне зусилля. Така сукупність поздовжніх і поперечних елементів, що взаємодіють за описаним принципом, в будівельній механіці визначається як система перехресних балок.

Для розкриття статичної невизначеності цієї системи (з урахуванням геометричної симетрії конструкції та симетричного характеру прикладених навантажень) для окремого лонжерона формулюються рівняння тричленів (або умови рівності кутів повороту суміжних приопорних перерізів балки), за аналогією з класичним розрахунком багатопролітних нерозрізних балок.

Наприклад, для суміжних i та $i+1$ прольотів поздовжнього лонжерона кут повороту того поперечного перерізу, який безпосередньо прилягає до поперечної балки (поперечини) з порядковим номером i

$$\theta_i' = \frac{l_{i,i+1}}{6EJ_{i,i+1}}(2M_i + M_{i+1}) + \alpha_{i,i+1} ; \quad (3.24)$$

для $i-1, i$ прольоту лонжерона

$$\theta_i'' = -\frac{l_{i-1,i}}{6EJ_{i-1,i}}(2M_i + M_{i-1}) - \beta_{i-1,i} ; \quad (3.25)$$

де $l_{i,i+1}, J_{i,i+1}$ - довжина та момент інерції поперечного перерізу ділянки лонжерона між вузлами з номерами i та $i+1$;

M_i - згинальний момент у перерізі лонжерона поблизу вузлової точки i ;

$\alpha_{i,i+1}$ - кут повороту переднього торця ділянки лонжерона i та $i+1$, зумовлений виключно дією безпосередньо прикладеного зовнішнього навантаження;

$\beta_{i-1,i}$ - кут повороту заднього торця ділянки лонжерона $i-1$, зумовлений виключно дією безпосередньо прикладеного зовнішнього навантаження.

Знаки у математичних залежностях (3.24) та (3.25) відображають розбіжність у прийнятих правилах знаків для кутів повороту торцевих (кінцевих) перерізів на розглянутій ділянці поздовжнього лонжерона.

Шляхом прирівнювання виразів (3.24) та (3.25) одержують класичне рівняння трьох моментів, що застосовується для аналізу багатоопорних нерозрізних балок.

У досліджуваному випадку виникає потреба додатково врахувати кутові деформації (повороти), зумовлені пружним прогинанням поперечних балок, які виконують функцію опор для лонжерона. Ця додаткова кутова компонента у виразі (3.24) визначається як різниця прогинань суміжних поперечин, віднесена до загальної довжини відповідної ділянки лонжерона, тобто

$$\frac{f_{i+1} - f_i}{l_{i,i+1}} - \frac{f_i - f_{i-1}}{l_{i-1,i}}$$

і відповідно

З урахуванням зазначених додаткових кутів повороту отримуємо:

$$\frac{f_{i+1} - f_i}{l_{i,i+1}} - \frac{f_i - f_{i-1}}{l_{i-1,i}} + \frac{l_{i,i+1}}{6EJ_{i,i+1}}(2M_i + M_{i+1}) + \frac{l_{i-1,i}}{6EJ_{i-1,i}}(2M_i + M_{i-1}) + \alpha_{i,i+1} + \beta_{i-1,i} = 0 \quad (3.26)$$

Для проведення комплексного аналізу міцності поздовжніх лонжеронів та поперечних елементів основи необхідно розрахувати не лише величини

згинальних моментів у лонжеронах, а й зусилля взаємодії, що виникають у вузлах перетину цих елементів. Розвиваючи аналогію з багатоопорною нерозрізною балкою, слід зазначити, що силова взаємодія між лонжероном і поперечною є еквівалентною опорній реакції багатоопорної балки. Ця величина визначається як сума реакцій двох суміжних балкових ділянок, зумовлених як впливом безпосередньо прикладеного зовнішнього навантаження, так і дією опорних моментів. Зокрема, для конкретного прольоту лонжерона реактивна сила на торці, який безпосередньо прилягає до поперечної балки номер

$$F_i' = \frac{M_{i+1} - M_i}{l_{i,i+1}} + A_{i,i+1} ; \quad (3.27)$$

для $i-1$, і прольоту лонжерона

$$F_i'' = -\frac{M_i - M_{i-1}}{l_{i-1,i}} + B_{i-1,i} \quad (3.28)$$

Складаючи рівняння (3.27) і (3.28), отримаємо повну силу взаємодії між лонжероном і поперечною

$$R_{in} = \frac{M_{i+1} - M_i}{l_{i,i+1}} - \frac{M_i - M_{i-1}}{l_{i-1,i}} + A_{i,i+1} + B_{i-1,i} \quad (3.29)$$

де $A_{i,i+1}$ - опорна реакція на передньому торці $i+1$, і ділянки лонжерона, зумовлена виключно дією безпосередньо прикладеного зовнішнього навантаження;

$B_{i-1,i}$ - опорна реакція на передньому торці $i-1$, і ділянки лонжерона, зумовлена виключно дією безпосередньо прикладеного зовнішнього навантаження.

Перейдемо до аналізу напружено-деформованого стану поперечної балки. Навантаження, що діє безпосередньо на поперечину, має комбінований характер і формується з рівномірно розподіленого зусилля q_i на її консольних ділянках, а також рівномірно розподіленого зусилля q_i' в межах її центрального прольоту. Окрім цього, у вузлах спряження поперечини з поздовжніми

лонжеронами прикладені сумарні зосереджені сили взаємодії R_{in} .

З метою спрощення подальших математичних викладок доцільно розподілити сумарне навантаження, що діє на поперечину, на дві окремі складові. Перша складова охоплюватиме весь комплекс безпосередньо прикладеного зовнішнього навантаження, а також ту компоненту сили взаємодії, яка зумовлена дією зовнішніх сил на поздовжній лонжерон $A_{i,i+1} + B_{i-1,i}$. Друга складова зазначеного навантаження формуватиметься виключно із зусиль взаємодії, що зумовлені дією опорних (згинальних) моментів R_i .

$$R_i = \frac{M_{i+1} - M_i}{l_{i,i+1}} - \frac{M_i - M_{i-1}}{l_{i-1,i}} \quad (3.30).$$

Прогинання поперечини у такому разі також можна розглядати як величину, що формується з двох окремих компонентів. Перша складова визначається прийнятою схемою зовнішнього навантаження, тоді як друга залежить від зусилля взаємодії та певного коефіцієнта, який характеризує пружну податливість поперечної балки під дією прикладеної сили.

Отже $f_i = k_i R_i + f_{in}$, де k_i - коефіцієнт пружної податливості поперечини, величина якого визначається її геометричними розмірами та моментом інерції перерізу. При обчисленні зазначеного коефіцієнта для умов дії одиничного зосередженого зусилля одержуємо:

$$k_i = \frac{a^3}{3EJ_i} + \frac{a^2 b}{2EJ_i'} \quad (3.31)$$

Шляхом подальшої підстановки виразів R_i та f_i у вихідну формулу одержуємо остаточне рівняння для визначення згинальних моментів у поздовжньому лонжероні:

$$\delta_{i-1} M_{i-2} + \delta_{i-1,i} M_{i-1} + \delta_{ii} M_i + \delta_{i,i+1} M_{i+1} + \delta_{i+1} M_{i+2} + \Delta_{ip} = 0 \quad (3.32)$$

За аналогією з класичним рівнянням трьох моментів, що застосовується для нерозрізних багатоопорних балок, сформоване вище рівняння визначають як рівняння п'яти моментів. Розрахунок коефіцієнтів цього рівняння для всіх прольотів поздовжнього лонжерона здійснюється за такими формулами:

$$\left. \begin{aligned} \delta_i &= \frac{k_i}{l_{i-1,i} l_{i,i+1}}; \\ \delta_{i,i+1} &= \frac{l_{i,i+1}}{6EJ_{i,i+1}} - \frac{k_i k_{i+1}}{l_{i,i+1}^2} - \frac{k_i}{l_{i-1,i} l_{i,i+1}} - \frac{k_{i+1}}{l_{i,i+1} l_{i+1,i+2}}; \\ \delta_{ii} &= \frac{l_{i-1,i}}{3EJ_{i-1,i}} + \frac{l_{i,i+1}}{3EJ_{i,i+1}} + \frac{k_{i-1} k_i}{l_{i-1,i}^2} + \frac{k_i k_{i+1}}{l_{i,i+1}^2} + \frac{2k_i}{l_{i-1,i} l_{i,i+1}}. \end{aligned} \right\} \quad (3.33)$$

Вільний член рівняння п'яти моментів визначається за такою формулою:

$$\Delta_{ip} = \alpha_{i,i+1} + \beta_{i-1,i} + \frac{f_{i+1,n} - f_{in}}{l_{i,i+1}} - \frac{f_{in} - f_{i,n}}{l_{i-1,i}} \quad (3.34)$$

При виконанні практичних інженерних розрахунків слід враховувати, що повний вигляд рівняння п'яти моментів формується лише для середніх прольотів поздовжнього лонжерона. Для крайніх ділянок структури відповідні рівняння будуть укороченими, оскільки певні згинальні моменти на границях контуру дорівнюють нулю. Зокрема, у більшості випадків нульових значень набувають кінцеві згинальні моменти на вільних торцях балки; тобто, якщо прийняти n за загальну кількість поперечин $M_1 = M_n = 0$. Для найбільш поширених видів навантажень доцільно навести готові розрахункові формули для визначення величин, що входять до структури вільного члена.

Величини пружних прогинань поперечини обчислюють за такою формулою:

$$f_{in} \geq k_i (A_{i,i+1} + B_{i-1,i}) + \frac{q_i}{4} \left(\frac{5a^3}{6EJ_i} + \frac{a^2 b}{EJ_i'} \right) + \frac{q_i'}{6} \left(\frac{a^3}{EJ_i} + \frac{6a^2 b + ab^2}{4EJ_i'} \right). \quad (3.35)$$

У загальному випадку довільна ділянка (проліт) поздовжнього лонжерона може перебувати під дією комбінованого зовнішнього навантаження $q_{i,i+1}$, що включає як рівномірно розподілені зусилля, так і систему зосереджених сил. Прийmemo додатний напрямок згинальних моментів M_i і M_{i+1} , що діють на обох кінцях розглянутої ділянки поздовжнього лонжерона.

Остаточне рівняння, сформоване після виключення решти невідомих компонентів, дозволяє безпосередньо визначити шукану величину згинального моменту M_6 . Якщо підставити в передостаннє рівняння, отримаємо значення моменту M_5 . Послідовна підстановка знайдених величин моментів M_5 і M_6 у третє рівняння системи дозволяє визначити значення моменту, після чого аналогічна процедура зворотного ходу повторюється для решти невідомих, остаточно

$$M_2 = -11500 \text{кГ} \cdot \text{см}; \quad M_3 = -2260 \text{кГ} \cdot \text{см}; \quad M_4 = 20600 \text{кГ} \cdot \text{см}; \\ M_5 = -17000 \text{кГ} \cdot \text{см}; \quad M_6 = -13300 \text{кГ} \cdot \text{см}.$$

Одержані значення згинальних моментів є вихідними даними для побудови результуючої епюри згинальних моментів у поздовжньому лонжероні основи. Побудова графіка виконується поетапно: спершу у вузлових точках відкладають розраховані ординати моментів, після чого в межах кожного окремого прольоту враховують вплив місцевого розподіленого та зосередженого навантаження. Згідно з прийнятими у будівельній механіці правилами, епюру згинальних моментів відкладають на стороні розтягнутих волокон лонжерона. На основі отриманих результатів визначають нормальні напруження в перерізах лонжерона шляхом ділення величини згинального моменту на відповідний момент опору чинного профілю.

Для подальшої побудови епіюр згинальних моментів у поперечних балках попередньо обчислюють зусилля взаємодії між лонжероном і поперечиною за такою формулою:

$$\begin{aligned}
 R_1 &= -\frac{11500}{130} = 88\text{кГ}; \\
 R_2 &= \frac{-2260 + 11500}{130} + \frac{11500}{130} = 160\text{кГ}; \\
 R_3 &= \frac{20600 + 2260}{130} + \frac{-2260 + 11500}{130} = 105\text{кГ}; \\
 R_4 &= \frac{-1700 - 20600}{130} - \frac{20600 + 2260}{130} = -465\text{кГ}; \\
 R_5 &= \frac{-23300 + 17000}{130} - \frac{-17000 - 20600}{130} = 241\text{кГ}; \\
 R_6 &= \frac{23300}{130} + \frac{2300 + 17000}{130} = 228\text{кГ}; \\
 R_7 &= \frac{-23000}{130} = -179\text{кГ}.
 \end{aligned}$$

Вказаний напрямок зусилля R_i відповідає його додатному значенню. У разі отримання за результатами обчислень від'ємного знака, дійсний напрямок дії сили змінюється на протилежний. Аналогічне правило знаків та відповідності векторів поширюється й на опорні реакції від дії безпосередньо прикладеного зовнішнього навантаження $A_i, i+1 + B_{i-1}, i$.

Таким чином, на основі сумісного аналізу значень напружень, отриманих при загальному розрахунку кузова на згин, та локальних напружень, що виникають безпосередньо в елементах основи від дії прикладеного до неї навантаження, стає можливим визначити результуючий напружено-деформований стан конструкції. Остаточна оцінка загальної міцності кузова здійснюється шляхом зіставлення розрахованих сумарних напружень із відповідними нормативними допусками (допустимими напруженнями) для конструкційного матеріалу.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Вступ

У конституційній державі всі закони й підзаконні акти мають базуватися на основному законі держави, Конституції, та відповідати йому. Конституцію України прийнято Верховною Радою 26 червня 1996 року. У ній проголошено права й свободи всіх громадян України. Для сфери трудової діяльності ці права й свободи конкретизовано в окремих законах України та Державних нормативних актах про охорону праці (ДНАОП), Державних стандартах і постановах Кабінету Міністрів України, що стосуються охорони праці [7].

В Україні, першою серед країн СНД, 14 жовтня 1992 р. Верховна Рада прийняла Закон «Про охорону праці». Цей Закон визначає основні положення щодо реалізації конституційного права працівників на охорону їхнього життя й здоров'я в процесі трудової діяльності, на належні, безпечні та здорові умови праці, регулює за участю відповідних органів державної влади відносини між роботодавцем і працівником з питань безпеки, гігієни праці та виробничого середовища і встановлює єдиний порядок організації охорони праці в Україні [8].

Тролейбусне депо є об'єктом підвищеної небезпеки з низки причин, серед яких висока напруга, рух транспортних засобів, наявність пожежонебезпечних ділянок, електроустаткування тощо.

Реальні виробничі умови характеризуються наявністю небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Тому особливу увагу необхідно приділяти забезпеченню вимог виробничої санітарії та пожежної безпеки.

Об'єктом дослідження є технологічне устаткування для проведення ремонтних робіт на кузовній ділянці тролейбусного депо. Розробку організаційно-технічних заходів, що забезпечують безпечні й здорові умови праці під час ремонтних робіт, виконано стосовно обсягу робіт на кузовній ділянці депо.

4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів на кузовній ділянці

У бакалаврській роботі розроблено організаційно-технічні заходи, спрямовані на механізацію трудомістких процесів складання та розбирання елементів кузова, виявлення прихованих дефектів деталей, відновлення технічно справного стану, стендове випробування окремих вузлів і агрегатів. Елементи кузова, демонтовані з тролейбуса, доставляють у приміщення, де вони проходять процеси миття та розбирання на комплектуючі деталі. Очищені деталі піддають дефектації з метою визначення обсягу ремонтних робіт. Під час контролю геометричних параметрів і дефектації деталей механічної частини їх установлюють на спеціальні затискні пристосування, призначені для цього виду робіт. За результатами контролю застосовують ті чи інші обсяги ремонтно-відновлювальних робіт, що полягають в електродуговому наплавленні та механічній обробці. Відремонтовані деталі й вузли проходять приймально-здавальні випробування.

На основі аналізу праці та технологічного процесу ремонту кузовів можуть мати місце такі небезпечні й шкідливі виробничі фактори за [9]:

- 1) Фізичні: підвищена напруга в контактній мережі та в живленні технологічного устаткування, замикання якої може статися через тіло людини; підвищена чи знижена температура повітря; підвищена чи знижена рухливість повітря; недостатня освітленість робочої зони; рухомі машини й механізми; вироби, заготовки та матеріали, що пересуваються; відсутність або нестача природного світла; гострі кромки, задирки й шорсткість на поверхнях заготовок, деталей, інструментів та устаткування; підвищена напруга в електричному колі й замикання, що може статися через тіло людини.
- 2) Хімічні: за характером впливу на організм людини загальнотоксичні, подразнювальні та сенсibiliзуювальні; за шляхом проникнення в організм людини через дихальні шляхи й через шкірний покрив.
- 3) Біологічні: мікроорганізми (бактерії, віруси).
- 4) Психофізіологічні: фізичні перевантаження та нервово-психічні

перевантаження.

Зазначені фактори зумовлені тим, що первинний контроль стану механічного устаткування відбувається безпосередньо в канаві цеху технічної діагностики, де робітник приймає рішення про потребу ремонтних робіт. Такий контроль може виконуватися за поганих погодних умов, у гучному приміщенні, наповненому машинами та механізмами, що рухаються [9]. механізмами [9].

4.3 Організаційно-технічні заходи по забезпеченню безпеки на кузовній ділянці

Робота з кузовним металом, як правило, пов'язана з використанням ручного слюсарного, рихтувального та електроінструменту [10].

Під час свердління отворів не слід одягати рукавички, оскільки свердло може разом із тканиною випадково намотати руку, спричинивши тяжкі травми. Працюючи слюсарним інструментом, не варто забувати про застосування захисного щитка з прозорого пластику, який убереже від гарячої металевої стружки, що утворюється під час свердління металу.

Рихтувати кузова можна лише після їх надійного встановлення на спеціальні підставки (стенди) або оправки. Правка на вазі заборонена. Ремонт кузова необхідно проводити із застосуванням спеціальних помостів або сходів-драбин.

Переносити, правити й різати деталі з листового металу дозволяється тільки в рукавицях. При виготовленні деталей і латок із листової сталі або при вирізанні пошкоджених місць гострі кути, краї та задирки слід зачищати. Латки під час зварювання, а також вирізувані зварюванням пошкоджені місця кузова чи кабін тримати руками заборонено.

Під час спільної роботи кузовщики-бляхарі та зварювальники мають бути в захисних окулярах і рукавицях.

Утворені в процесі роботи обрізки металу необхідно складати у спеціальні ящики, а прибирати дрібні металеві відходи лише щітками.

Вирівнювати шви необхідно наждачним каменем, насадженим на кінець гнучкого шланга; камінь обов'язково повинен мати захисний кожух.

Роботи, пов'язані з виділенням шкідливих випаровувань, а також роботи із зачищення деталей перед паянням чи лудінням мають виконуватися на робочих місцях, обладнаних додатково місцевою вентиляцією, а не під витяжними зонтами.

На основі аналізу праці та небезпечних і шкідливих факторів на кузовній ділянці розробляємо заходи, що дозволять створити безпечні й здорові умови праці.

Під час розроблення заходів щодо небезпечних і шкідливих факторів урахується мікроклімат повітря робочої зони.

Параметри мікроклімату у виробничих приміщеннях впливають на функціональну діяльність людини, її самопочуття й здоров'я.

Для забезпечення нормального перебігу трудового процесу величезне значення має мікроклімат у виробничих приміщеннях, що характеризується такими параметрами: температурою повітря, відносною вологістю та швидкістю руху повітря.

Роботи, що виконуються на кузовній ділянці, належать до середньої категорії виконуваних робіт. Вони не вимагають систематичної фізичної напруги й виконуються переважно стоячи. Нормовані значення у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Нормовані значення мікроклімату

Період року	Температура повітря, °С	Відносна вологість %	Швидкість руху повітря не більше, м/с
Холодний	16 - 17	60 - 40	0,3
Теплий	18 - 20	60 - 40	0,4

Оптимальні значення відносної вологості становлять 40-60 %. На кузовній ділянці спостерігається підвищена рухливість повітря через

періодичне відчинення воріт профілакторію, що впливає на деяке зниження температури повітря [11].

На підприємствах електротранспорту для обігріву виробничих приміщень застосовують водяне опалення та повітряно-теплові завіси у в'їзних воротах.

Потрібне для ділянки природне освітлення забезпечується загальним природним освітленням цеху.

Освітлення, у якому перебуває ділянка, належить до 1 групи приміщень, тобто розрізнення об'єктів зорової роботи здійснюється за фіксованого напрямку лінії зору працівників на робочу поверхню й нормується залежно від найменшого розміру об'єкта розрізнення, розряду та підрозряду зорової роботи, фону й контрасту об'єкта розрізнення з фоном. Згідно з [12] при розбиранні та складанні кузовів розряд зорової роботи III, контраст об'єкта з фоном середній, фон темний, освітленість при загальному освітленні нормується $E_n = 300$ лк.

Рівень звуку на робочому місці у виробничому приміщенні становить 75дБА за [13].

При роботі устаткування зменшенню вібрації сприяє його віброізоляція від основи шляхом установаження пружних елементів.

Як індивідуальні засоби захисту від шуму використовують спеціальні навушники, вкладки у вушну раковину тощо.

Як індивідуальний захист від вібрації, що передається людині через ноги, рекомендують носити взуття на повстяній підошві або на товстій підошві з мікропористої гуми.

Небезпека ураження струмом, а також його тяжкість залежать від номінальної напруги. Кузовна ділянка належить до приміщень підвищеної небезпеки з робочою напругою до 1000 В.

З метою запобігання замиканню струмоведучих частин на корпус застосовують захисне заземлення [12, 14].

Для захисту від ураження електричним струмом в електроустановках застосовують основні та додаткові захисні засоби.

До основних належать електровимірювальні кліщі, покажчики напруги, ізолювальні штанги, ізолювальні сходи та інструмент з ізолювальними ручками.

До додаткових захисних засобів належать діелектричні килими, діелектричні боти, діелектричне заземлення, плакати, огороження, каски, окуляри, страхові канати та попереджувальні написи.

На кожен захисний засіб має бути паспорт та інструкція заводу-виготовлювача. Електрозахисні засоби повинні випробовуватися у строки, зазначені в ПУЕ, з нанесенням штампу або клейма на виріб із терміном чергового випробування.

Усі роботи з огляду та ремонту мають проводитися при спущених струмоприймачах, зафіксованих спеціальними пристосуваннями. Під час демонтажу деталей слід стежити, щоб вони не впали в канаву. Користуватися потрібно лише справним інструментом. Молоток має бути надійно закріплений на ручці. При роботі із заклепками та подібними дрібними деталями слід надягати запобіжні окуляри й захищати робоче місце захисними щитами або сіткою. Електрифікованим інструментом дозволяється користуватися лише навченим і проінструктованим особам. При роботі підйимальних механізмів необхідно стежити, щоб вантаж був надійно закріплений, а його маса не перевищувала вантажопідйомність пристрою. Домкрати мають відповідати всім вимогам, що забезпечують умови безпечної роботи. У разі виявлення відхилень від чинних вимог виконувати роботу заборонено.

Протипожежні заходи на кузовній ділянці тролейбусного депо здебільшого зводяться до профілактичних [14].

Пожежо- та вибухонебезпечність виробничих будівель і споруд оцінюють з урахуванням пожежо-вибухових властивостей матеріалів, що в них перебувають.

Кузовна ділянка належить до категорії Д за пожежо- та вибухонебезпечністю як виробництво, пов'язане з обробкою матеріалу в холодному стані.

На ділянці обладнують протипожежні пости, де зберігається необхідний пожежний інвентар, вогнегасники, ящики з піском тощо.

У разі виявлення вогню чи пожежі необхідно викликати пожежну команду за телефоном 101; розпочати гасіння пожежі наявними в цеху засобами; викликати на місце пожежі посадову особу; викликати газорятувальну, медичну та інші служби.

4.4. Висновки по розділу

У цьому розділі відповідно до завдання визначено: аналіз небезпечних і шкідливих факторів, організаційно-технічні заходи із забезпечення безпеки, а також наведено висновки по розділу.

Дотримання розроблених організаційно-технічних заходів дозволить створити безпечні й здорові умови праці на кузовній ділянці, тим самим знизивши рівень виробничого травматизму.

ВИСНОВКИ

У цій бакалаврській роботі здійснено детальний аналіз наявних конструкцій кузовів як електробусів, так і інших транспортних засобів (автобусів тощо). За результатами аналізу зроблено висновок про доцільність раціональнішої конструкції суцільнонесучого кузова з вуглепластику.

Виконано розрахунок його основних елементів, для чого визначено як статичні, так і режимні навантаження, що становлять 64,15 кН на передню ходову частину та 137,45 кН на задню ведучу ходову частину.

Запропонований кузов із вуглепластику до 30 % легший за алюмінієвий і на 50 % легший за сталевий, що, своєю чергою, дасть змогу зменшити витрату електроенергії та водночас зняти проблему корозійної стійкості.

У роботі розроблено основні заходи з охорони праці та безпеки на кузовній ділянці.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Hyun-Ah Lee. Structural-optimization-based design process for the body of a railway vehicle made from extruded aluminum panels/ Hyun-Ah Lee, Seong-Beom Jung, Hwan-Hak Jang, Dae-Hwan Shin, Jang Uk Lee, Kwang Woo Kim and Gyung-Jin Park //Journal of Rail and rapid transit.–2016. –Vol. 11.
2. Скуріхін І.Л. Механічне обладнання рухомого складу міського електротранспорту: навчальний посібник / І.Л. Скуріхін, А.В. Коваленко. – Харків: ХНАМГ, 2012. – 226 с.
3. Скуріхін В.І. Методичні рекомендації до організації та проведення розрахунково графічної роботи з навчальної дисципліни «Конструкційні матеріали» (для студентів усіх форм навчання першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка, освітня програма «Електромеханіка») / Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова ; уклад. : В. І. Скуріхін, І. В. Агарков – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2021. – 35 с.
4. Скуріхін В.І., Рухомий склад міського електричного транспорту. Механічна частина. В.Х. Далека, М.В. Хворост, В.І. Скуріхін, Д.І. Скуріхін. // Навчальний посібник. – Х.: ХНУМГ імені О. М. Бекетова, 2018. 370 стор.
5. Скуріхін В.І. Моделювання зношування поверхонь тертя вузлів та деталей машин / В. І. Скуріхін // Матеріали Міжнародної наукової-технічної конференції «Проблеми та перспективи розвитку технічних засобів транспорту та систем автоматизації» – Харків: ХНУМГ імені О.М. Бекетова, 2014. – С. 42-43.
6. В.І. Скуріхін, ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЦІ ТА ЕЛЕКТРОМЕХАНІЦІ: ВІД ШТУЧНОГО ІНТЕЛЕКТУ ДО КВАНТОВИХ ОБЧИСЛЕНЬ / В.І. Скуріхін, Д.Ю. Зубенко, К.С. Ємельянова // Енергозбереження. Енергетика. Енергоаудит, Харків НТУ (ХПІ) № 12 (215) 2025р.
7. Конституція України.

8. Закон «Про охорону праці» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12>.
9. ДСТУ-Н Б А.3.2-1:2007 Система стандартів безпеки праці. Настанова щодо визначення небезпечних і шкідливих факторів та захисту від їх впливу при виробництві будівельних матеріалів і виробів та їх використанні в процесі зведення та експлуатації об'єктів будівництва.
10. Правила техніки безпеки на міському електричному транспорті. – К.: Транспорт, - 2006. – 160 с.
11. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування.
12. ДНАОП 0.00 – 1.32.01 Правила улаштування електроустановок (зі змінами).
13. ДБН В.1.2-10-2008. Захист від шуму.
14. Серіков Я.А., Болотских О.Н. Охорона праці / Навч. посібник для дистанційної форми навчання в рамках міжнародного європейського проекту Tempus-Tacis CD JEP – 24150 - 2003 «HUREMA». Харків, 2006. – 120 с.