

УДК 629.463.65

**Ватуля Г.Л.¹, д.т.н., проф., Герліці Ю.², др. інж., проф.,
Ловська А.О.², д.т.н., проф., Рибін А.В.³, к.т.н.**

¹ Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова, Україна

² Жилінський університет в Жиліні, Словаччина

³ Український державний університет залізничного транспорту, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ МІЦНОСТІ КУЗОВА НАПІВВАГОНА, ЗАВАНТАЖЕНОГО КОНТЕЙНЕРАМИ З УРАХУВАННЯМ ЇХ ПРУЖНО- ФРИКЦІЙНОЇ ВЗАЄМОДІЇ

Залізнична галузь вже тривалий час є найважливішою складовою транспортної системи України. Вона забезпечує привальований об'єм перевезень вантажів не тільки у внутрішньому, а і зовнішньому (міжнародному) сполученнях. При цьому найбільш поширеною транспортною одиницею у міжнародному сполученні є контейнери.

Нестача спеціалізованого рухомого складу для перевезень контейнерів зумовлює необхідність адаптації існуючого парку вагонів для цих цілей. Одним з таких вагонів є напіввагони (рис. 1).



Рис. 1. Розміщення контейнерів у напіввагоні

З метою можливості кріплення контейнерів на їх підлогу приварюються фітингові упори. Важливо сказати, що наявність технологічних зазорів між фітингами та фітинговими упорами в умовах експлуатаційних режимів викликає їх додаткову навантаженість. Це може призвести до пошкодження як контейнерів, так і складових кузова. У зв'язку з цим є доцільним впровадження рішень, спрямованих на зменшення динамічних навантажень, які діють на кузов напіввагона, а відповідно і на контейнер в експлуатації. Це сприятиме зменшенню витрат на утримання транспортних засобів та створенню

рекомендацій щодо підвищення ефективності їх експлуатації. Тому дослідження присвячені зменшенню навантаженості транспортних засобів комбінованого призначення є досить актуальними.

Для зменшення повздовжніх навантажень, які діють на кузов напіввагона при перевезенні контейнерів пропонується удосконалення їх схеми взаємодії, а саме використання пружно-фрикційного зв'язку між фітингом та фітинговим упором. Для обґрунтування такої схеми закріплення проведено математичне моделювання динамічної навантаженості напіввагона, завантаженого контейнерами. Дослідження здійснено для випадку маневрового співударяння напіввагона.

Прийнято до уваги, що напіввагона завантажений двома контейнерами, масою бруто 24 т кожний. Переміщення вантажу у контейнерах до уваги не приймалося. Зв'язок контейнерів з кузовом моделювався як пружно-фрикційний. Удар напіввагона в автозчеп враховано як абсолютно жорсткий.

Для розв'язку системи диференціальних рівнянь руху використано програмний комплекс MathCad, який реалізує метод покрокової ітерації Рунге – Кутта. При інтегруванні системи диференціальних рівнянь були задані довільні початкові умови. У якості змінної інтегрування зазначено час. Крок інтегрування прийнято рівним 0,0001 с. Тобто кількість вузлових точок склала 5000.

Жорсткість пружного зв'язку між фітингами та фітинговими упорами прийнято рівною 1450 кН/м. Дана величина жорсткості визначена методом послідовного перебору.

Проведені розрахунки показали, що прискорення, які діють на напіввагон при повздовжній навантаженості його конструкції складають близько 34 м/с^2 та є нижче за ті, що діють при типовій схемі взаємодії контейнера з вагоном на 15%.

Отримані прискорення враховано при визначенні міцності фітингових упорів, розміщених у напіввагоні. Розрахунок здійснено на прикладі глуходонного напіввагона моделі 12-295. Просторову модель кузова напіввагона наведено на рис. 2.

Розрахунок здійснено у програмному комплексі SolidWorks Simulation за методом скінчених елементів. Скінчено-елементна модель утворювалася тетраедрами. При цьому вона налічує 93163 вузла та 280205 елементів. Обпирання моделі на візки імітувалося постановкою на п'ятники жорстких зв'язків. Тобто не враховувалися сили тертя в системі “п'ятник – підп'ятник”. У якості матеріалу кузова призначено сталь марки 09Г2С.

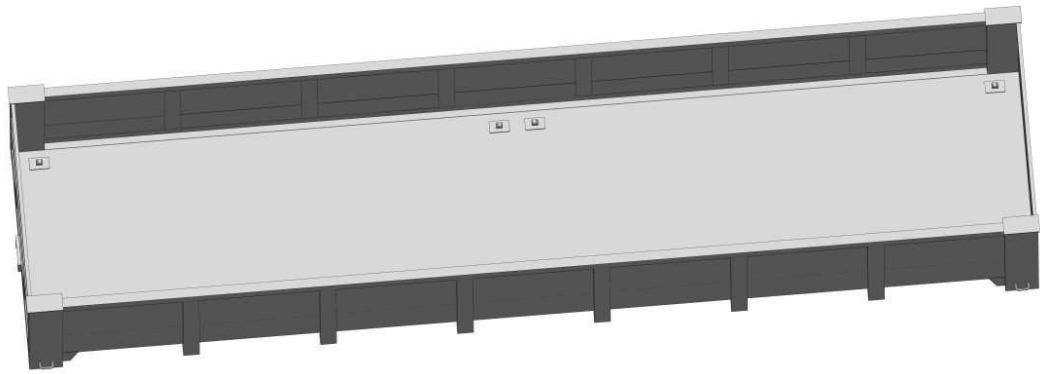


Рис. 2. Просторова модель кузова напіввагона

Встановлено, що максимальні напруження виникають в хребтовій балці напіввагона в зоні взаємодії зі шворневою і дорівнюють 298,0 МПа. Отримане значення напруження не перевищує допустиме. За допустиме прийнято напруження у 310,5 МПа. Максимальні напруження в фітингу складають 227,5 МПа. Максимальні переміщення в вузлах кузова зафіксовано в зонах розміщення фітингів за середньою частиною кузова. Ці переміщення склали близько 6,0 мм.

Для забезпечення надійності кріплення фітингового упору до підлоги напіввагона проведено розрахунок зварювального шва в зонах їх взаємодії. На підставі проведених розрахунків встановлено, що напруження, які виникають у зварювальному шві складають близько 73,8 МПа, що нижче за розрахунковий опір кутового шва, який складає 196,1 МПа. Тобто міцність зварювального шва забезпечується з запасом 2,66.

Проведені дослідження сприятимуть підвищенню ефективності контейнерних перевезень, а також експлуатації залізничного транспорту.

e-mail: alyonaLovskaya.vagons@gmail.com

UDC 629.4.027

Mikhailov E.V., Semenov S.O.

Volodymyr Dahl Eastukrainian National University, Ukraine

POSSIBILITIES OF REDUCING THE MOVEMENT RESISTANCE OF RAIL VEHICLES BY IMPROVING THE DESIGN OF THE UNDERCARRIAGE

The study of the patterns of resistance to train movement began at the initial stages of the development of the science of locomotive traction. This science considers the