

ОСОБЛИВОСТІ МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ КУЗОВА НАПІВВАГОНУ

О. В. Бурлуцький

Завідувач навчальними лабораторіями
Кафедра «Механіка і проектування машин»
Українська державна академія залізничного
транспорту
майд. Фейєрбаха, 7, м. Харків, Україна, 61050
Контактний тел.: 067-735-31-70
E-mail: leha200681@rambler.ru

В статті представлені особливості запропонованого методу поетапного динамічного розрахунку на міцність кузова напіввагона з метою визначення динамічної навантаженості, розроблені на основі використання модального аналізу

Ключові слова: кузов, напіввагон, власні моди

В статье представлены особенности предлагаемого метода поэтапного динамического расчета на прочность кузова полувагона с целью определения динамической нагруженности, разработанные на основе использования модального анализа

Ключевые слова: кузов, полувагон, собственные моды

The paper presents the features of the proposed method of gradual dynamic calculation of body strength semicarriage to determine the dynamic load developed on the basis of modal analysis

Keywords: body, semicarriage, own fashion

Постановка проблеми і аналіз результатів останніх досліджень

У відповідності до Стратегії розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року, яку схвалено розпорядженням Кабінету Міністрів України від 16 грудня 2009 року №1555-р. підвищення надійності вітчизняного парку напіввагонів є актуальною та комплексною проблемою, вирішення якої потребує розв'язання наступних основних завдань: розробка та створення більш досконалої їх конструкції; удосконалення систем ремонту та технічного обслуговування; використання в експлуатації сучасних високоефективних пристроїв контролю технічного стану вагонів; підвищення довговічності і т.д.

Експлуатація вітчизняних вантажних вагонів показала що напіввагон є найбільш ушкоджуваним видом рухомого складу. Приблизно 47% відмов доводиться на елементи кузова, з них 90% - на зварні з'єднання, що в свою чергу тягне додаткові витрати на ремонт [1].

Одним з основних факторів, що впливає на працездатність основних вузлів напіввагона є динамічне навантаження.

Тому підвищення динамічних характеристик дозволить знизити витрати на ремонт та збільшити термін служби напіввагона.

Мета статті та викладення основного матеріалу

В статті представлені особливості розробленого методу поетапного динамічного розрахунку на міцність кузова напіввагона з метою визначення динамічного навантаження.

На рис. 1 представлено схему запропонованого методу поетапного динамічного розрахунку на міцність кузова напіввагона з метою визначення динамічного навантаження кузова розроблених на основі використання модального аналізу.



Рис. 1. Схема запропонованого методу поетапного динамічного розрахунку на міцність кузова напіввагона

На першому етапі проводився розрахунок на міцність попередньо навантаженої конструкції кузова напіввагона. Розрахунок проводився в PRO / ENGINEER, SolidWorks - програмне забезпечення для створення твердої моделі кузова напіввагона [2].

Для цього була розроблена модель конечно - елементна (МЕК) кузова напіввагона рис. 2.

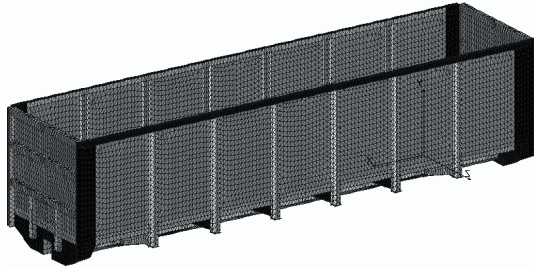


Рис. 2. Пластинаста конечно-элементна модель кузова напіввагона

Розрахунок проводиться відповідно [3] міцність вагона оцінюється при трьох розрахункових режимах.

По першому розрахунковому режиму розглядаються відносно рідкі поєднання екстремальних навантажень, основна вимога при розрахунку на міцність з цього режиму є не допустити появу залишкових деформацій (пошкоджень) у вузлі або деталі. В експлуатації першому розрахунку режиму відповідають: осаджування і рух великовагового поїзда з місця; зіткнення вагонів при маневрах, у тому числі при розпуску з сортувальних гірок; екстрене гальмування в поїздах при малих швидкостях руху.

За другим спеціальним додатковим режимом розглядається поєднання навантажень, що виникають при ремонті.

По третьому розрахунковому режиму розглядається відносно часте можливе поєднання помірних за величиною навантажень, характерних для нормальної роботи вагона в рухомих поїзді. Основна вимога при розрахунку за цим режимом - не допустити втомного руйнування вузла або деталі.

В умовах експлуатації, третій розрахунковий режим відповідає випадку руху вагона в складі поїзда по прямим і кривим ділянкам колії та стрілочних переходам з допустимою швидкістю; при періодичних службових регулювальних гальмуваннях; періодичних помірних ривках і поштовхах; штатної роботі механізмів і вузлів вагона.

Схеми прикладання навантажень до математичної моделі кузова напіввагона, що діють на кузов при першому, другому і третьому розрахункових режимах показані на рис. 3.

Виконаний аналіз показав, що найбільш небезпечні максимальні еквівалентні напруження виникають в двох зонах : перша - зона зварного шва, що з'єднує верхню обв'язку і вертикальну стійку кузова. Друга - зона з'єднання нижньої обв'язки та поперечної рами в зоні хребтової балки. Проведені дослідження підтверджують появу тріщин в елементах кузова, а також наявність зазначених вище двох характерних зон концентрації напруг, де найбільш часто в експлуатації з'являються тріщини.

На другому етапі проводився модальний аналіз конструкції кузова напіввагона. Розрахунок проводився в пакеті MSC / NASTRAN, ANSYS - програмне забезпечення для розбиття твердої моделі на МКЕ і виконання модального аналізу та динамічного дослідження.

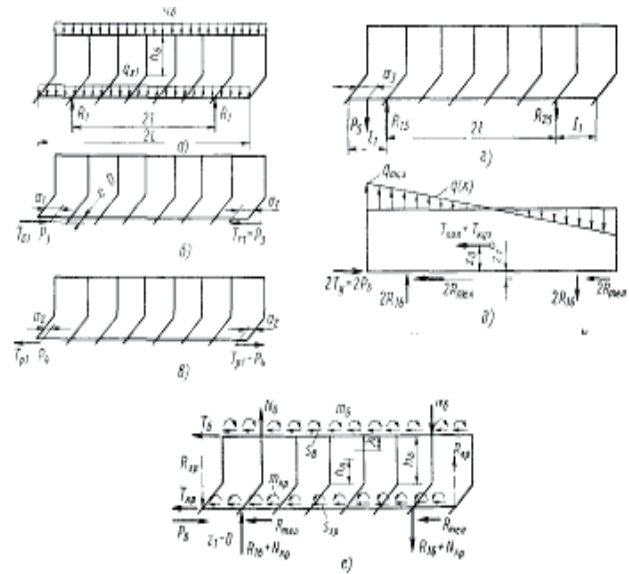


Рис. 3. Схеми прикладання навантажень до математичної моделі кузова напіввагона

Для апроксимації всіх елементів кузова вагона використовувався тривимірний кінцевий елемент відомий як елемент Ахмат «вироджений оболончатий елемент» рис. 4 [4].

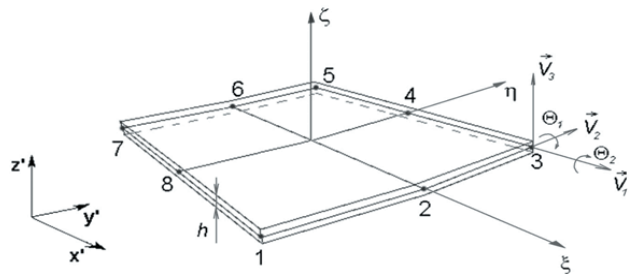


Рис. 4. Криволінійний тривимірний елемент оболонки чотирикутної форми

Модальний аналіз є експериментальним методом дослідження вимушених коливань кузова напіввагона. Аналіз мод коливань є ефективним експериментальним методом визначення динамічних характеристик конструкцій на основі результатів вимірювань та аналізу вимушених механічних коливань. В результаті обробки даних виходить інформація, необхідна для визначення динамічних характеристик досліджуваної конструкції. Ця інформація може бути використана для внесення змін у конструкцію кузова напіввагона. Модальний аналіз використовувався для визначення власних частот і форм коливань конструкції. Передбачалося, що відбуваються вільні незгасаючі коливання, тобто:

$$\{F(t)\} = \{0\} \quad [C] = [0] \tag{1}$$

Рішення рівняння для модального аналізу має такий вид.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \tag{2}$$

У нашому випадку для лінійної системи переміщення є гармонічними функціями у вигляді:

$$\{u\} = \{u_0\} \cdot \cos \omega t \quad (3)$$

Продиференціювавши рівняння (3) і підставивши отримане значення в формулу (2) отримаємо наступний вигляд рівняння:

$$(-\omega^2 [M] + [K]) \{u_0\} = \{0\} \quad (3)$$

Для існування нетривіальних рішень ($\{u_0\} \neq 0$) детермінант $([K] - \omega_2 [M])$ дорівнює нулю, тому що рівняння прийняло вигляд:

$$([K] - \omega^2 [M]) = 0 \quad (4)$$

У модальному аналізі власні значення є квадрати власних кругових частот (величина ω_i є i -тої власної кругової частотою), а власні вектори – відповідають формі коливання. Обчислення власних значень означає знаходження коренів полінома n -го порядку.

Для вирішення третього етапу, а саме отримання силових характеристик у вигляді спектральних щільностей потужності, використовувалася математична модель руху напіввагона в системі «вагон - путь» розроблених в роботах [5,6]. З допомогою цієї моделі виконано моделювання руху напіввагону по рейковому путі. Аналіз власних частот

$$\begin{bmatrix} M_{ff} & M_{fr} \\ M_{rf} & M_{rr} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \{\ddot{u}_f\} \\ \{\ddot{u}_r\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{ff} & C_{fr} \\ C_{rf} & C_{rr} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \{\dot{u}_f\} \\ \{\dot{u}_r\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{ff} & K_{fr} \\ K_{rf} & K_{rr} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \{u_f\} \\ \{u_r\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F\} \\ \{0\} \end{Bmatrix}, \quad (5)$$

коливань проводився в діапазоні від 0 до 30 Гц, більш високі частоти розглянуті не були [7]. В результаті досліджень були отримані спектральні криві щільності потужностей (рис. 5, 6).

Отримані спектральні криві являють собою історію навантаження кузова напіввагона, які в подальшому прикладались до МКЕ кузова для отримання історії напружено-деформованого стану. Один з видів спектрального аналізу є метод випадкової вібрації, який розглядається далі.

Для визначення динамічного відгуку конструкції вирішувалася наступна система рівнянь динамічної рівноваги системи, утворена на основі методу кінцевих елементів. Основне рівняння МКЕ для деформування системи від дії кінематичних факторів, уявлялося в наступному вигляді [8]:

де u_r – вектор невідомих переміщень для ступенів свободи, на які не накладені закріплення і не задані кінематичні обурення;

u_f – одиничні переміщення, задані за ступенями свободи кінцево-елементної моделі, до яких прикладаються кінематичні збурення;

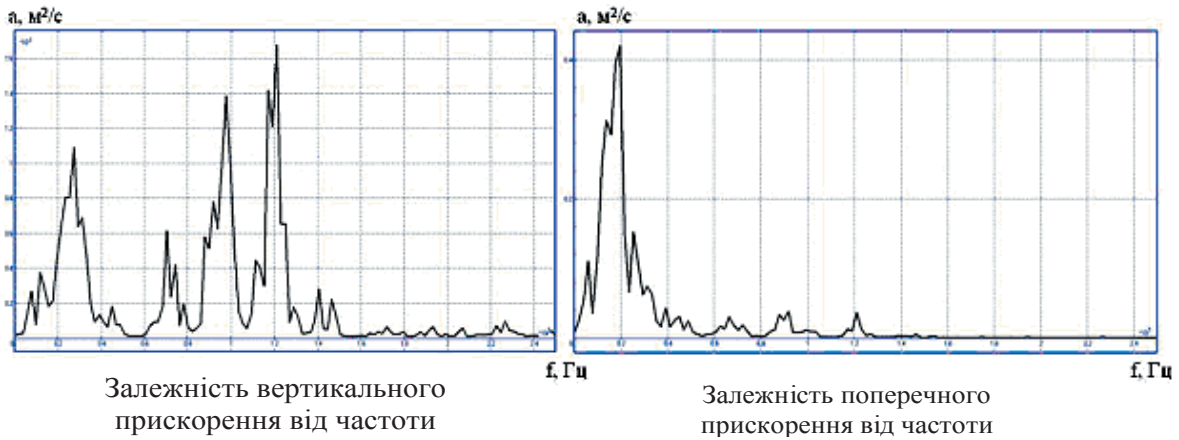


Рис. 5. Спектральні щільності потужностей у першому по ходу шкворневому вузлі

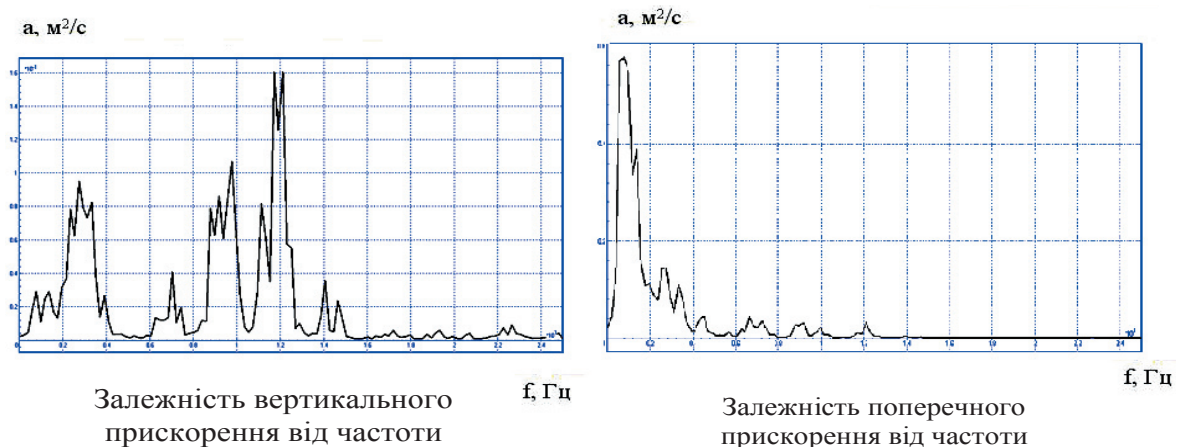


Рис. 6. Спектральні щільності потужностей у другому по ходу шкворневому вузлі

M_{rr}, C_{rr}, K_{rr} - матриці мас, демпфірування і жорсткості, асоційовані з ступенями свободи (u_r), на які не задані кінематичні збурення;

M_{ff}, C_{ff}, K_{ff} - матриці мас, демпфірування і жорсткості, асоційовані по ступеням свободи (u_f), на які задані кінематичні обурення;

M_{rf}, C_{rf}, K_{rf} - матриці зв'язку мас, демпфірування і жорсткості між ступенями свободи, на які задані і не задані кінематичні обурення;

M_{fr}, C_{fr}, K_{fr} - зворотні матриці зв'язку мас, демпфірування і жорсткості між ступенями свободи, на які задані не задані кінематичні вектори сил реакцій, відповідних ступенів свободи;

$\{F\}$ - вектор сил, відповідних ступенів – як задані кінематичні збурення;

$\{0\}$ - вектор сил відповідних ступенів свободи, на які не задані кінематичний вплив.

Порушення системи задавалося кривою спектральної щільності потужності (Power Spectral Density або PSD), яка була статистичним поданням історії навантаження. Мета аналізу випадкових коливань полягала у визначенні статистичних властивостей відгуку системи, зазвичай середнього квадратичного відхилення (тобто значень однієї “сигми”) напруги. Надалі значення одної “сигми” використовувалися для визначення втомної міцності системи. За допомогою теорії випадкових функцій отримували відгук системи в вигляді спектральної щільності потужності [9]. Оскільки кореляційна функція стаціонарного випадкового процесу $X(t)$ є оберненим перетворенням Фур'є від спектральної щільності, отримуємо співвідношення:

$$S_E(\omega) = |W_{(i\omega)}|^2 \cdot S_f(\omega), \tag{6}$$

де

$S_x(\omega)$ – спектральна щільність виходу (відгук в точці системи яка представляє інтерес для розрахунків);

$S_f(\omega)$ - спектральна щільність входу;

$W_{(i\omega)}$ - амплітудно-частотні характеристики динамічної системи.

Формула (6) є загальною формулою перетворення спектральних функцій для лінійних диференціальних рівнянь. Спектр показує, якого роду коливання переважають у даному процесі, тобто яка його внутрішня структура. Якщо відома крива спектральної щільності $S_x(\omega)$, то шляхом інтегрування в межах цієї кривої визначаються статистичні значення напружень. Квадрат середнього значення (або дисперсія) визначається за такою формулою:

$$D^2 = f \cdot S_E(\omega) \cdot d\omega. \tag{7}$$

Квадратний корінь з цього інтеграла дав середньоквадратичне значення, стандартне відхиленням або одна сигма.

Отримані результати далі використовувалися для визначення імовірності втомного пошкодження та оцінки часу до руйнування системи, що відчуває дію випадкової вібрації. Для підтвердження результатів розрахунку напружено – деформованого стану за МКЕ і отримання інформації про експлуатаційні динамічні навантаженості кузова напіввагона були проведені випробування напіввагона. Дані отримані при випробуваннях підтверджують відповідність побудованих розрахункових моделей і натурної конструкції.

На основі представленої інформації були запропоновані технічні рішення, впровадження яких на підприємствах Донецької та Південної залізниці дозволили досягти суттєвого економічного ефекту.

Висновки і рекомендації щодо подальшого використання

Наведені у статті матеріали свідчать про доцільність проведеного авторам динамічного розрахунку на міцність кузова напіввагона з метою визначення динамічного навантаження кузова напіввагона.

Аналіз показав, що отримані експериментальні величини напруг якісно і кількісно відповідають результатам розрахунку за МКЕ. Математичне очікування відносно похибки не перевищує 7%.

Результати розрахунку дозволили дати уточнену оцінку навантаження кузова напіввагона при по рейковому путі, а також проводити заходи щодо удосконалення конструкції кузова для збільшення строків його служби.

Література

1. Фомін, О.В. Метод оцінки надійності елементів кузовів сучасних залізничних напіввагонів з урахуванням цензурування вибірки [Текст] / О.В. Фомін, О.В. Бурлуцький // Зб. наукових праць. – Донецьк: ДонІЗТ, 2012. – Вип. №29. – С.215-221 -(Серия «Технические науки»).
2. Solid Works компьютерное моделирование в современной практике [Текст] / Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Е. В., Харитонович А. И., Пономарев Н. Б. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.
3. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 354с.
4. Басов, К.А. Ansys: справочник пользователя. [Текст] / К.А. Басов – М.: ДМК Пресс, 2005.-640 с.
5. Разработка математической модели железнодорожного экипажа в программной среде автоматизированного синтеза уравнений движения [Текст]: Труды II Международной научно-практической конференции, 20-22 июня 2000 года: тезисы доповідей / Информационные технологии в моделировании и управлении // . СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2000г., с.298-300 с.
6. Гарг, В.К. Динамика подвижного состава. [Текст] / Гарг В.К., Дуккипати Р.В. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
7. Прогнозирование вибронгруженности кузовов полувагонов на основе математического моделирования [Текст]: // Материалы V Всероссийской науч.-практ. конф., Брянск, 13-14 мая 2010 г.: тезисы докладов / [под ред. В.В. Кобищанова (ответст.ред.) и др.]. – БГТУ, 2010. - С. 60-62.
8. Ronald, S. Harichandran. Spatal variation of earthquake ground motion (What is it, how do we model it, and what are its engineering implications?); [Електронний ресурс] – Режим доступа: www.msu.edu/harichan/.
9. Тарасевич, Ю.Я. Ймовірнісні розрахунки на міцність та вібрацію [Текст]: навч. посіб. / Ю.Я. Тарасевич. – Суми: Сумський державний університет, 2010. – 203 с.