



تحلیل استحکام شاسی واگن باری لبه بلند با استفاده از روش اجزا محدود

حمید قاسمی میقانی^{۱*}، ایمان دلفانی^۲

۱- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک، اراک، ایران

۲- مهندس ارشد طراحی، شرکت صنایع فولاد درخشان اراک، اراک، ایران

* ایمیل نویسنده مسئول: hamid.ghasemi@arakut.ac.ir

اطلاعات مقاله

چکیده

مقاله پژوهشی

دریافت: ۱۴ مهر ۱۴۰۲

پذیرش: ۱۵ آبان ۱۴۰۲

کلیدواژگان:

شاسی

واگن

تحلیل استاتیکی

روش اجزا محدود

روش عددی

نوسازی ناوگان حمل بار در راستای سیاست‌های سند چشم انداز بیست ساله توسعه ایران (افق ۱۴۰۴)، با هدف رساندن سهم راه‌آهن در حمل کالا به میزان ۳۰ درصد، می‌باشد. طراحی واگن‌های باری با بار محوری بیشتر، امکان افزایش ظرفیت باربری آن‌ها را فراهم می‌آورد، در راستای دستیابی به اهداف زیست محیطی از طریق انتشار کمتر گاز دی‌اکسید کربن می‌باشد و سبب کاهش قابل توجه هزینه حمل کالاها می‌شود، که این امر خود منجر به سرمایه‌گذاری بیشتر بخش خصوصی در حوزه ناوگان ریلی ایران می‌گردد. این مقاله به توسعه روش ارزیابی استحکام شاسی یک واگن باری لبه بلند با بار محوری ۲۵ تن مطابق نیازمندی‌های استاندارد EN12663-2 و با استفاده از روش اجزا محدود می‌پردازد. نیازمندی‌های طراحی به تفصیل تشریح و مدل عددی مناسب برای هر نیازمندی توسعه داده شده است. نتایج شبیه‌سازی‌های انجام شده برای تمامی شرایط بارگذاری با معیارهای تعریف شده در استاندارد مقایسه و از صحت طراحی اطمینان حاصل شده است. نتایج شبیه‌سازی‌ها بیانگر آن است که از میان حالات مختلف بارگذاری، لیفت یک طرفه و دو طرفه‌ی واگن (حالات بارگذاری شماره LC7 و LC6) و نیز ترکیب بارگذاری فشاری و عمودی (حالت بارگذاری شماره LC8) سخت‌ترین شرایط بوده و تنش‌های موضعی بالایی را در شاسی به وجود می‌آورند که کاهش این تنش‌ها نیازمند تقویت کردن و یا ایجاد تغییرات هندسی در برخی اجزای شاسی می‌باشد. به طور کلی، نتایج این تحقیق به مهندسين صنعت ریلی کمک خواهد کرد تا نقاط بحرانی شاسی یک واگن باری را در شرایط بارگذاری مختلف شناسایی و اصلاح نمایند. چنین اصلاحاتی علاوه بر بهینه کردن وزن و افزایش استحکام و ازدیاد ظرفیت باربری واگن، موجب افزایش طول عمر و قابلیت اطمینان عملکرد آن نیز می‌شود.

Strength analysis of long edge freight wagon underframe using finite element method

Hamid Ghasemi^{1*}, Iman Delfani²

1- Assistant Professor, Mechanical Engineering Department, Arak University of Technology, Arak, Iran.

2- Senior design Engineer, Foolad Derakhshan Arak Industrial Co., Arak, Iran

* Corresponding Author's Email: hamid.ghasemi@arakut.ac.ir

Article Information

Abstract

Original Research Paper

Received: 6 October 2023

Accepted: 6 November 2023

Keywords:

Underframe

Wagon

Static Analysis

Finite Element Method (FEM)

Numerical Solution

Upgrading of the rail vehicles is in line with the policies of the Iran's twenty-year development vision document (Horizon 1404) in order to increase the share of railways in the transportation of goods up to 30%. The design of freight wagons with higher axial load, provides the possibility of increasing the load carrying capacity of the wagons, helps to achieve environmental goals through less CO2 emission, and causes a significant reduction in the transportation cost, which itself leads to more investment by the private sector in the Iran's rail vehicles. This paper presents a computational platform to analyze the mechanical strength of a long-sided freight wagon with an axle load of 25 tons, according to the requirements of EN 12663-2 standard, using the finite element method. Design requirements are described in detail and appropriate numerical models are developed for each requirement. The results of the simulations performed in all loading conditions have been compared with the limits defined in the standard and the correctness of the design has been ensured. Numerical results depict that among all load cases, lifting at one end, lifting the whole vehicle (load cases LC6 and LC7) and compressive force and vertical load (load case LC8) cases are the most severe ones, and induce higher local stresses; which could be reduced by reinforcing or making some geometrical changes in the underframe. In general, the outputs of this research will help the railways engineers to identify and optimize the high stress regions of the freight wagon underframe, under different loading conditions. Such modifications, not only optimize the weight and increase the strength and the load carrying capacity of the wagon, but also increase its useful life time and operational reliability.

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Ghasemi H, Delfani I. Strength analysis of long edge freight wagon underframe using finite element method. Iranian Journal of Manufacturing Engineering. 2023 June 22;10(4):27-36. doi: 10.22034/IJME.2023.419496.1850 [In Persian]

۱- مقدمه

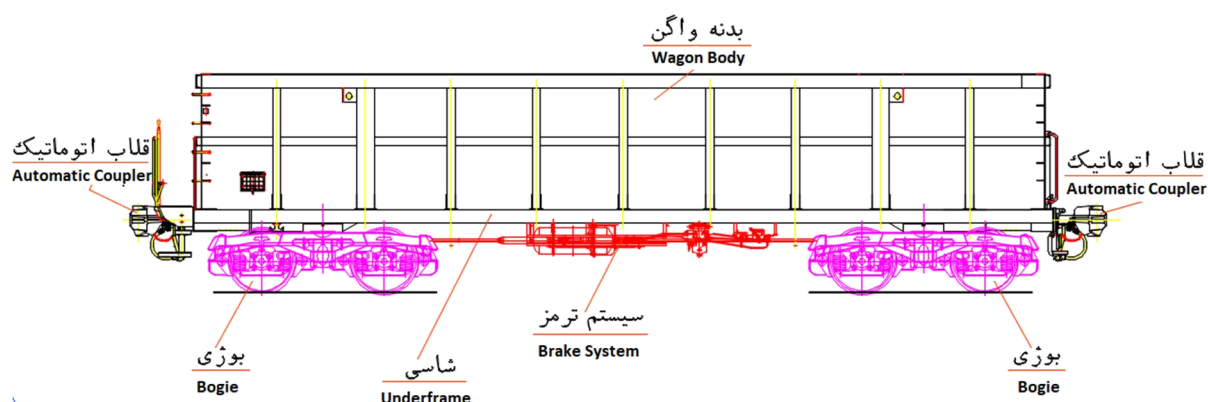
حمل و نقل ریلی به جهت برخی مزیت‌های نسبی خود از جمله ایمن‌تر، پاک‌تر و مقرون به صرفه‌تر بودن، به عنوان حمل و نقل سبز در سراسر جهان در هر دو بخش بار و مسافر در حال توسعه می‌باشد. در کشور ایران نیز لازم است این توسعه به صورت همه جانبه و در کلیه بخش‌های حمل و نقل ریلی از جمله بخش ناوگان و ماشین‌های ریلی شتاب بیشتری گیرد. ویژگی عمومی و مشترک در کلیه ماشین‌های ریلی جدید، سرعت، ظرفیت باربری و ایمنی بیشتر می‌باشد. واگن به عنوان یک ماشین ریلی عمومی اعم از باری یا مسافری بخش اعظم ناوگان ریلی را تشکیل می‌دهد و هرگونه نوسازی و بهبود در ساختمان و روش بهره‌برداری آن می‌تواند منافع بسیاری برای کشور داشته باشد. نوسازی ناوگان حمل بار در راستای سیاست‌های سند چشم انداز بیست ساله توسعه کشور (افق ۱۴۰۴) به منظور رساندن سهم راه‌آهن در حمل کالا به میزان ۳۰ درصد می‌باشد.

با فراگیر شدن دامنه نفوذ استانداردهای ریلی بین المللی، الهام از تجربیات سایر کشورها و نیز تجربیات کشور در دهه هفتاد در حوزه حمل و نقل ریلی، فرایند خصوصی‌سازی واگن‌های باری در نیمه اول دهه ۸۰ آغاز گردید. به منظور اقتصادی کردن سرمایه گذاری بخش خصوصی در خرید واگن باری، مجوز افزایش بار محوری به ۲۲/۵ تن و زمینه چینی برای افزایش به ۲۵ تن در دستور کار راه‌آهن جمهوری اسلامی ایران قرار گرفت. افزایش بار محوری واگن‌ها به ۲۵ تن معادل ۱۰ تن افزایش ظرفیت بارگیری هر واگن می‌باشد که سبب کاهش قابل توجه هزینه حمل واحد وزن کالا می‌شود.

تحقیقات انجام گرفته در زمینه تحلیل استحکامی شاسی واگن‌های باری به نسبت اندک می‌باشد. اولکسیچ فومین و همکاران در مورد استفاده از دیوارهای دولایه تقویت شده با فوم آلومینیوم برای واگن لبه بلند به منظور کاهش تنش‌های دینامیکی در حالت‌های مختلف بهره‌برداری تحقیق کردند [۱]. پاتراسکو و همکاران امکان جایگزینی دیوارهای فولادی واگن با دیوارهای ساخته شده از کامپوزیت‌های چند لایه را بررسی کردند [۲]. هاراک و همکاران به توسعه یک واگن باری با استفاده از شبیه‌سازی کامپیوتری، پرداختند [۳]. آن‌ها واگن باری لبه بلند مدل BOXN25 راه‌آهن هند را برای مطالعه انتخاب کردند و از نرم‌افزارهای Solidworks و ANSYS برای مدل‌سازی و تحلیل به روش اجزا محدود استفاده کردند. آنان دریافتند که تغییر شکل بدنه واگن متأثر از قاب و دیوارهای جانبی آن است. فومین و همکاران ساخت نمونه واگن لبه بلند از نوع مفصلی که اجزای تقویتی آن از لوله‌های استوانه‌ای ساخته می‌شوند را پیشنهاد دادند [۴]. آنان برای تعیین بار دینامیکی واگن، یک مدل ریاضی ارائه دادند که شامل حرکت بدنه واگن در حین اعمال نیروی محوری بر روی قلاب اتوماتیک بود. شتاب‌های به دست آمده به عنوان جزء بار دینامیکی هنگام محاسبه مقاومت سازه باربر بدنه واگن در نظر گرفته شد و تجزیه و تحلیل استحکامی با استفاده از روش اجزای محدود و در نرم‌افزار CosmosWorks انجام گردید. نتایج محاسبات نشان داد که حداکثر تنش‌های معادل در حد مجاز می‌باشد. آنان سپس حاشیه مقاومت عناصر اصلی سازه باربر واگن و فرکانس‌های نوسان بحرانی آن را تعیین کردند. ولادیمیر میلووانوویچ و همکاران استحکام واگن‌ها برای حمل و نقل فرآورده‌های نفتی با اتصال پیچی کشویی مطابق با استاندارد TSI و EN12663 را به روش شبیه‌سازی عددی و اندازه‌گیری آزمایشگاهی بررسی کردند [۵]. میلووانوویچ و همکاران به تجزیه و تحلیل و مقایسه تجربی و عددی استحکام واگن حمل مواد فله بر اساس استاندارد TSI و استاندارد EN12663:2000 پرداختند [۶]. آنان نشان دادند نتایج تنش‌های به دست آمده از اندازه‌گیری با کرنش سنج و تنش‌های به دست آمده از محاسبه به روش اجزای محدود تطابق خوبی با هم داشته و نتیجه گرفتند که تحلیل عددی به روش اجزای محدود می‌تواند به طور قابل اعتمادی برای تحلیل شاسی واگن مورد استفاده قرار گیرد. میلووانوویچ و همکاران همچنین به شناسایی و بررسی علل ترک در نزدیکی اتصال جوشی شاسی واگن‌های حمل و نقل کانتینرها پرداختند [۷]. استاسنیاک و همکاران روش طراحی سازه یک واگن باری با فضای بارگیری متغیر را ارائه دادند [۸]. یون و همکاران [۹]، لوسکا [۱۰]، لی و همکاران [۱۱]، پاچک و همکاران [۱۲]، کوچک و همکاران [۱۳]، فومین و لوسکا [۱۴]، نیز از جهات مختلف به موضوع طراحی، تحلیل و بهینه‌سازی واگن پرداختند.

بررسی‌ها نشان می‌دهد تاکنون پژوهشی در مورد واگن‌های باری لبه بلند با بار محوری ۲۵ تن و بوژی مدل Y25 انجام نگرفته است. لذا این مقاله به طراحی استحکام شاسی چنین واگنی مطابق نیازمندی‌های استاندارد EN12663-2 [۱۵] و با استفاده از روش اجزا محدود می‌پردازد. این واگن لبه بلند از بخش‌های بدنه، شاسی، قلاب‌های اتوماتیک، سیستم ترمز و بوژی‌ها (سامانه حرکتی واگن) تشکیل شده است و دارای چهار محور با ظرفیت حمل بار ۷۷/۵ تن بوده که برای حمل و نقل انواع مواد معدنی، محصولات فله (سنگ

آهن، ذغال سنگ و...) و بارهای بسته‌بندی شده، جهت تردد بدون محدودیت در تمام خطوط راه‌آهن کشور و اتحادیه اروپا با گنج مسیر ۱۴۳۵ میلی‌متر طراحی شده است. این واگن با مقررات^۱ UIC، مقررات بین‌المللی واگن^۲ RIV، توصیه‌های^۳ ERRI [۱۶] و استانداردهای^۴ EN مطابقت دارد. شکل ۱ اجزا این واگن باری لبه بلند را نشان می‌دهد.



شکل ۱ اجزا یک واگن باری لبه بلند

۲- مشخصات شاسی واگن مورد مطالعه

طرح شاسی واگن مورد مطالعه شامل سر شاسی، خرپای عرضی، تیرهای طولی جانبی و میانی، تیرهای عرضی، نیم کاسه‌ها و بالشتک‌های کناری می‌باشد که به وسیله فرایند جوشکاری به هم متصل شده‌اند. سر شاسی شامل صفحه پیشانی در بخش جلویی و کانال کوپلر در راستای طولی می‌باشد که برای نصب قلاب اتوماتیک طراحی شده است. بدنه واگن از فولاد و به روش جوشکاری ساخته شده است و شامل دو دیواره جانبی و دو دیواره انتهایی می‌باشد. دیواره‌های جانبی و انتهایی به ورق کف، و ستون‌ها به تیر طولی جانبی متصل شده‌اند. واگن قابلیت قرارگیری در تیپلر را نیز دارا می‌باشد. سایر پارامترهای طراحی واگن مورد مطالعه در جدول شماره ۱ آورده شده‌اند.

جدول ۱ پارامترهای ابعادی و فنی واگن

مشخصات	مقادیر
گاباری	UIC 505
عرض خط	1435 mm
تعداد محور	4
وزن خالی واگن	~ 22.5±2% ton
ماکزیمم بار محوری	25 ton
ماکزیمم سرعت مجاز (بدون بار)	120 km/h
طول واگن (مراکز دو قلاب)	14030 mm
فاصله بین مراکز دو بوژی	8790 mm
عرض واگن	2950 mm
ارتفاع واگن از سطح ریل	3190 mm
نوع قلاب	SA3
نوع سیستم ترمز	(KE2-G-2*14"-A)
وزن بارگیری	~77.5ton

¹ International Union of Railways

² International Wagon Regulations

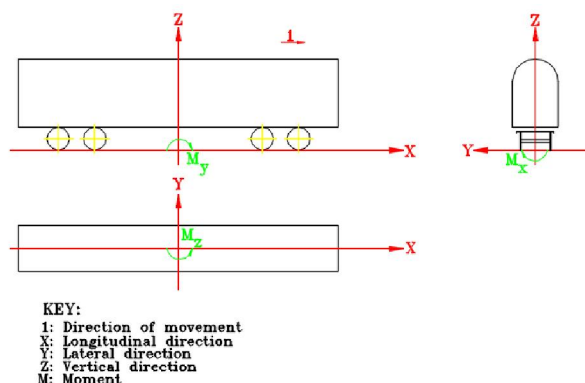
³ European Railway Research Institute

⁴ European Norm

۳- ارزیابی استحکام واگن با استفاده از روش اجزا محدود

۳-۱- مدل محاسباتی

به منظور مدل سازی واگن از نرم افزار اجزا محدود آباکوس استفاده شده است. سیستم مختصات استفاده شده در این تحلیل در شکل ۲ نشان داده شده است. مطابق شکل ۲ جهت مثبت محور X در جهت محور طولی واگن و در راستای جهت حرکت آن می باشد. جهت مثبت محور Z به سمت بالا و جهت محور Y بر اساس قانون دست راست به دست می آید. ابعاد و هندسه واگن با مقیاس واقعی مدل شده است (شکل ۳).



شکل ۲ سیستم مختصات مورد استفاده در مدل سازی واگن

حجم محاسباتی مساله به نسبت بالا و شامل 234506 المان و 404744 گره می باشد. برای حل مدل ها تحت شرایط بارگذاری مختلف از سخت افزار با مشخصات ذیل استفاده گردید:

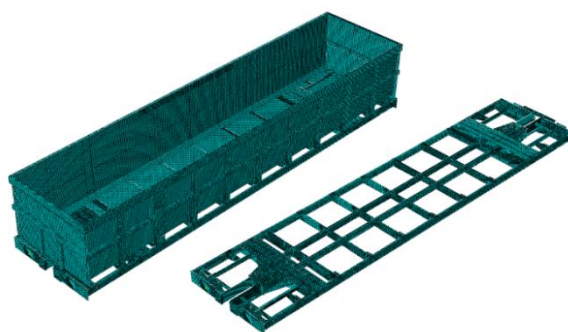
پردازشگر Intel(R) Core(TM) i3-9100F CPU @ 3.60GHz 3.60 GHz

حافظه رم 8 گیگابایتی

حافظه ذخیره سازی 250 گیگابایت

در شکل ۳ نمای مش شاسی و بدنه واگن نشان داده شده است.

آنالیز از نوع استاتیکی عمومی انتخاب و قیود مونتاژ و اتصالات مناسب در نرم افزار تعریف شدند. با فرض تحلیل بر پایه نظریه تغییر شکل های کوچک، اثر غیرخطی بودن هندسی در این مدل فاقد اهمیت و لذا از آن صرف نظر گردید. در ادامه کلیه قطعات مورد استفاده در مدل مش بندی گردیدند (شکل ۳). در این تحلیل به دلیل تعداد زیاد المان ها، با توجه به اینکه در بدنه واگن حساسیت و دقت کمتری مورد نظر می باشد و به منظور کاهش زمان محاسبات، برای شاسی از المان جامد^۱ و برای بدنه از المان پوسته^۲ استفاده گردید.

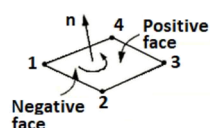


شکل ۳ مدل هندسی و المان بندی مورد استفاده در تحلیل واگن لیه بلند

¹ Solid Elements

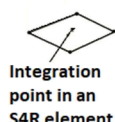
² Shell Elements

المان‌های پوسته مورد استفاده در این آنالیز اجزا محدود، از نوع رایج سه‌بعدی و با توابع پایه خطی می‌باشند. ساختار این المان‌ها، گره‌بندی و نقاط انتگرال‌گیری در شکل ۴-الف) و ۴-ب) نشان داده شده‌اند. المان‌های جامد بکار رفته در آنالیزها نیز از نوع چند منظوره مکعبی شکل (۴-ج)) می‌باشند.

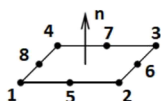


S4R: A 4-node doubly curved thin or thick shell, reduced integration, hourglass control, finite membrane strains

الف)

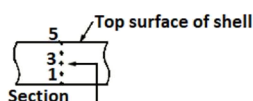


Integration point in an S4R element



S8R: An 8-node doubly curved thick shell, reduced integration

ب)



Section through shell Section points through the thickness of the shell at the location of the integration point



C3D8: Linear element 8-node brick

ج)

شکل ۴ المان‌های پوسته الف) ۴- نقطه‌ای (S4R) و ب) ۸- نقطه‌ای (S8R) به همراه نقاط انتگرال‌گیری و ج) المان جامد ۸- نقطه‌ای

قطعات شاسی و بدنه واگن از جنس فولاد S355J2 [۱۷] با خصوصیات مکانیکی مندرج در جدول ۲ ساخته شده‌اند. لازم به ذکر است رفتار ماده خطی، الاستیک و همسانگرد^۱ در نظر گرفته شده است. در این تحلیل از اثرات اینرسی صرف نظر شده است و طبق نیازمندی‌های استاندارد EN12663-2، تنها پاسخ استاتیکی شاسی تحت بارهای مختلف وارده بررسی گردیده است.

جدول ۲ خواص فولاد S355J2

دانشیه	مدول یانگ	کمینه استحکام کششی	کمینه استحکام تسلیم	ضخامت ورق	ماده
(کیلوگرم بر متر مکعب)	(مگا پاسکال)	(مگا پاسکال)	(مگا پاسکال)	(میلی‌متر)	
7850	2.1e5	470	355	3 - 16	S355J2
0.3	470	345	16 - 40		

۳-۲- شرایط بارگذاری

شاسی واگن لبه بلند مورد بررسی بر مبنای یکی از معتبرترین استانداردهای طراحی و تحلیل واگن EN 12663 طراحی شده است. مطابق این استاندارد، واگن باید در برابر نیروهای استاتیکی وارده در حالت‌های مختلف استقامت کافی داشته باشد و تنش‌های ایجاد شده در مناطق مختلف آن نبایستی از حد مجاز مطمئن تجاوز کنند. به طور کلی نیروهای استاتیکی که شاسی واگن باید در برابر آن‌ها مقاومت کافی از خود نشان دهد شامل نیروهای زیر می‌باشد:

الف) بارهای فشاری عبارتند از:

- بارگذاری توسط نیروی فشاری به تامپون‌ها^۲، به طور متقارن روی هر دو سمت واگن به طور همزمان (LC1)

- بارگذاری توسط نیروی فشاری به تامپون‌ها، در ارتفاع ۵۰ میلی‌متری زیر محور تامپون، به طور متقارن روی هر دو سمت واگن و به صورت همزمان (LC2)

- بارگذاری توسط نیروی فشاری به تامپون‌ها، به صورت مورب در ارتفاع محور تامپون (LC3)

ب) بارهای کششی ناشی از سیر:

- بارگذاری توسط نیروی کششی بر روی تکیه‌گاه‌های جلویی قلاب اتوماتیک^۳ (LC4)

¹ Isotropic

² Buffers

³ Automatic Coupling

ج) بارهای عملیاتی عمودی^۱: که در آن بار عمودی از مجموع بار وزن خالی واگن که به عنوان شتاب در جهت z معرفی شده است و بارهای حاصل از محموله‌های حمل شده (وزن بار) که بر روی کف واگن اعمال می‌شود تشکیل می‌شود (LC5).

د) بارهای ناشی از بلند کردن^۲ واگن در کارگاه و یا در اثر خارج شدن واگن از ریل:

- بلند کردن یکطرفه واگن با بار کامل و یک بوژی در نظر گرفته می‌شود در حالی که طرف دیگر واگن روی بوژی قرار دارد (LC6).
- بار ناشی از بلند کردن کل واگن، نقاط بالابر در ناحیه خرپای عرضی قرار دارند. هم‌زمان، هر دو بوژی با واگن بلند می‌شوند. وزن واگن به صورت نیروی گرانش و وزن دو بوژی و بار واگن نیز به صورت نیروی گسترده بر واگن اعمال شده است. برای شبیه‌سازی بلند کردن نامتقارن سه جایگاه همسطح و جایگاه چهارم به اندازه ۱۰۰ میلی‌متر بلندتر در نظر گرفته شده است (LC7).
- ه) بارهای ترکیبی^۳: طبق استاندارد لازم است ترکیبی از حداقل یک بار استاتیکی عمودی با نیروی فشاری روی بافرها، فشار و نیروی کششی برای کوپلینگ خودکار در نظر گرفته شود (LC8-11).

شرایط مرزی^۴ در جهت عمودی و در محل اتصال واگن به بوژی‌ها در نظر گرفته شده است. در این محل حرکت واگن در راستای عمودی مقید شده است لکن امکان چرخش آن حول تمام محورهای واگن موجود است.

بارهای اعمالی و حالت‌های مختلف بارگذاری بر روی واگن، مطابق با استاندارد EN12663 در جدول ۳ خلاصه شده است. در هر بارگذاری، بارها به صورت تدریجی اعمال شده‌اند و شرایط تکیه گاهی مناسب هر مرحله تعریف شده است.

جدول ۳ حالت‌های مختلف بارگذاری

بارگذاری	نوع بارگذاری	مقدار بارگذاری
LC1	بارگذاری فشاری	2000 KN
LC2	بارگذاری فشاری	1500 KN
LC3	بارگذاری فشاری قطری	400 KN
LC4	بارگذاری کششی	1500 KN
LC5	بارگذاری عمودی (وزن)	$1.3 \times g \times (m_1 + m_3)$
LC6	لیفت یک‌طرفه‌ی واگن	$1 \times g \times (m_1 + m_2 + m_3)$
LC7	لیفت دو طرفه‌ی واگن	$1 \times g \times (m_1 + 2m_2 + m_3)$
LC8-1	ترکیب بارگذاری فشاری و عمودی	بارگذاری ۱ و $g \times (m_1 + m_3)$
LC8-2	ترکیب بارگذاری فشاری و عمودی	بارگذاری ۲ و $g \times (m_1 + m_3)$
LC9	ترکیب بارگذاری کششی و عمودی	بارگذاری ۴ و $g \times (m_1 + m_3)$
LC10	ترکیب بارگذاری فشاری و عمودی	بارگذاری ۱ و $g \times (m_1)$
LC11	ترکیب بارگذاری کششی و عمودی	بارگذاری ۴ و $g \times (m_1)$

m_3 : ماکزیمم بار مجاز واگن

m_2 : جرم یک بوژی

m_1 : جرم واگن خالی بدون بوژی

¹ Vertical Operating Loads

² Lifting and Jacking

³ Load Combination

⁴ Boundary Conditions

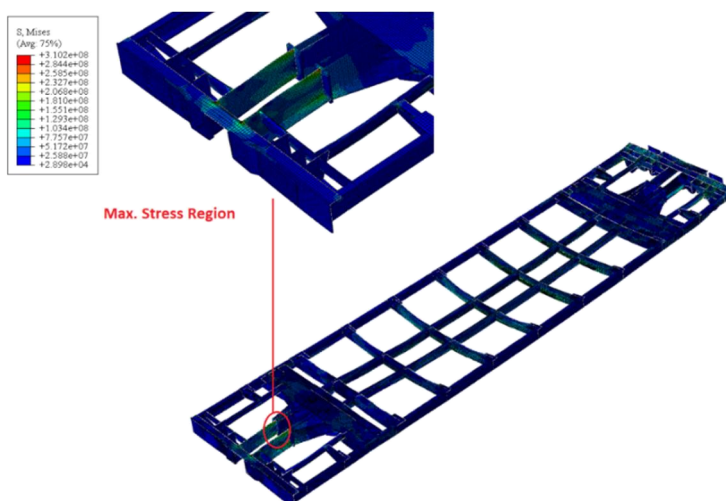
۳-۳- اعمال بارگذاری‌ها، شرایط مرزی و نتایج تحلیل

در این بخش نتایج تحلیل در قالب پارامتر تنش فون میسر ارائه و بررسی گردیده است. گفتنی است در المان‌هایی که تحت تنش‌های ترکیبی شامل تنش‌های نرمال و برشی قرار می‌گیرند با استفاده از معیار تنش فون میسر، که بر اساس حداکثر انرژی اعوجاج و یکی از معیارهای شناخته شده تسلیم می‌باشد، می‌توان در مورد تسلیم شدن یا نشدن جسم اظهار نظر نمود. تنش فون میسر از رابطه ۱ به دست می‌آید [۱۸]:

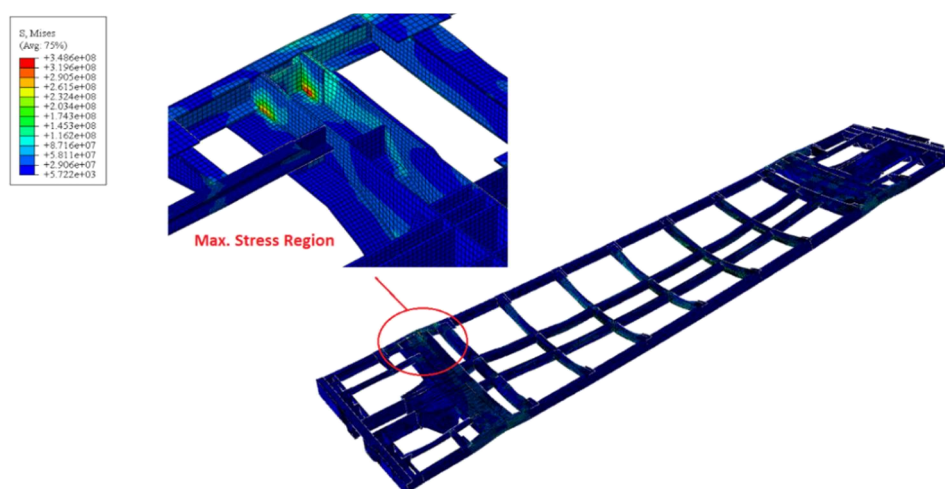
$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2] + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (1)$$

که می‌بایست از مقدار تنش تسلیم ماده کمتر باشد تا شکستی رخ ندهد.

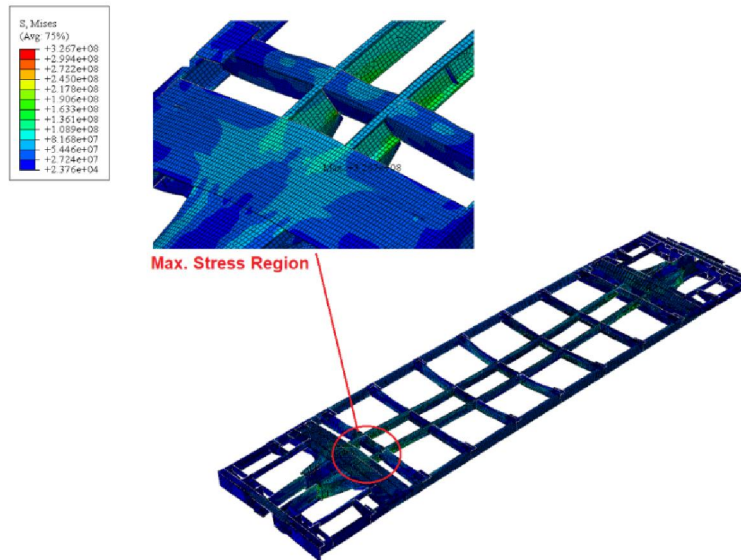
این تحلیل برای شناسایی بحرانی‌ترین مکان‌ها در شاسی واگن در نظر گرفته شده است. در این تحقیق اندازه تنش فون میسر معادل برای همه شرایط بارگذاری محاسبه شده است. جدول ۴ نتایج بیشترین تنش محاسبه شده برای هر بارگذاری را نشان می‌دهد. نمودارهای مربوط به بزرگی و توزیع تنش فون میسر برای بارگذاری‌های منتخب، لیفت یکطرفه و دوطرفه‌ی واگن (حالات بارگذاری شماره LC7 و LC6) و نیز ترکیب بارگذاری فشاری و عمودی (حالت بارگذاری شماره LC8) که در مقایسه با سایر حالات بارگذاری بالاترین تنش‌ها را در شاسی به وجود می‌آورند، در شکل‌های ۵ تا ۸ نشان داده شده‌اند.



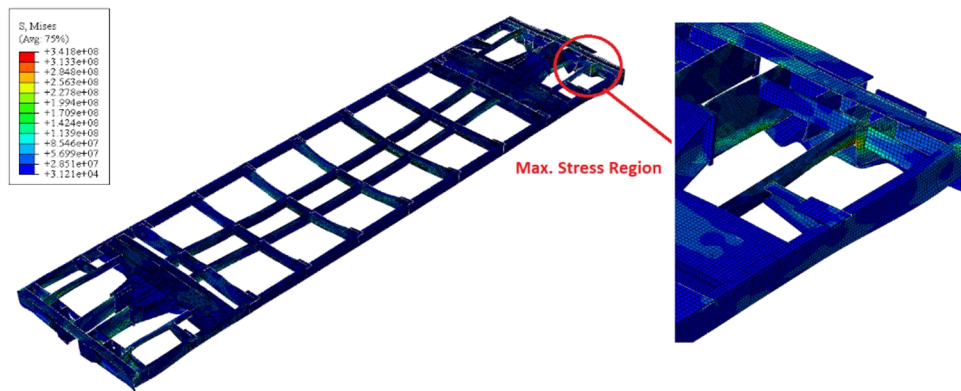
شکل ۵ توزیع تنش فون میسر تحت بارگذاری LC6



شکل ۶ توزیع تنش فون میسر تحت بارگذاری LC7



شکل ۷ توزیع تنش فون میسز تحت بارگذاری LC8-1



شکل ۸ توزیع تنش فون میسز تحت بارگذاری LC8-2

جدول ۴ بیشترین تنش به دست آمده در بارگذاری‌های مختلف واگن

بارگذاری	بیشترین تنش (Mpa)
LC1	178
LC2	342
LC3	144
LC4	133
LC5	307
LC6	310
LC7	349
LC8-1	327
LC8-2	342
LC9	260
LC10	178
LC11	133

۳-۴- تحلیل نتایج عددی

نتایج مربوط به تحلیل استاتیکی واگن مطابق حالات مختلف بارگذاری بیان شده در بند ۳-۳، در جدول ۵ ارائه شده است. همانطور که از جدول ۵ برمی آید، تنش‌ها در حالات مختلف بارگذاری از حد تسلیم ماده تجاوز نمی‌کنند. همچنین شایان ذکر است که مقادیر تنش ذکر شده در جدول ۵ مقدار بیشینه تنش موضعی بوده و عموماً در نقاط تیز اتصال دو قطعه و یا در مجاورت نقاط اعمال بار اتفاق می‌افتند. با در نظر گرفتن گرده جوش و سطح ناشی از آن در حالت اول و اصل سن ونان در حالت دوم، پیش بینی می‌شود میزان واقعی تنش‌ها در واقعیت کمتر از مقادیر ذکر شده در جدول ۵ باشند، که خود در جهت اطمینان بیشتر طراحی می‌باشد.

جدول ۵ مقایسه‌ی بیشترین تنش فون مایسز حاصل از بارگذاری با تنش تسلیم مربوط به متریکال S355J2

حالت	بیشترین تنش به دست آمده از	ضریب اطمینان در برابر تسلیم (فلز پایه)	مقدار تقریبی تغییر شکل	کرنش در جهت عمودی
بارگذاری	تحلیل (Mpa)	355 Mpa	عمودی (mm)	در شاسی
LC1	178	1.99	0.00002	1.64
LC2	342	1.04	0.00003	2
LC3	144	2.47	0.00035	3
LC4	133	2.67	0.00006	1.23
LC5	307	1.16	0.00005	7.8
LC6	310	1.15	0.00066	-
LC7	349	1.02	0.00232	11.9
LC8-1	327	1.09	0.00002	3.86
LC8-2	342	1.04	0.00006	5.2
LC9	260	1.37	0.00004	7.42
LC10	178	1.99	0.00008	1.36
LC11	133	2.67	0.00005	1.55

همچنین مطابق استاندارد EN12663-2 حداکثر انحراف زیر سازه شاسی از موقعیت اولیه، تحت بار طراحی نرمال نباید از 3% فاصله بین دو محور یا گام محوری بوژی تجاوز نماید. جدول ۵ مقدار بیشینه تغییر شکل عمودی سازه شاسی را در حالت‌های مختلف بارگذاری نشان می‌دهد که در همه حالت کمتر از مقدار مجاز بیان شده می‌باشد.

۴- نتیجه‌گیری

شبیه‌سازی عددی نقش بسیار مهمی در فرآیند توسعه ناوگان راه‌آهن داشته و امکان تجزیه و تحلیل دقیق‌تری از رفتار واگن را تحت شرایط مختلف بارگذاری فراهم می‌کند. با استفاده از این تکنیک می‌توان طراحی واگن‌ها را بهبود بخشید و از بروز مشکلات احتمالی در بهره‌برداری از آن‌ها جلوگیری کرد. شاسی واگن باید بتواند حداکثر بار مطابق با الزامات عملیاتی خود را تحمل کند. در این مقاله به طراحی شاسی یک واگن باری لبه بلند با بار محوری ۲۵ تن مطابق نیازمندی‌های استاندارد EN 12663-2 و با استفاده از روش اجزا محدود پرداخته شد. حالات مختلف بارگذاری مورد تحلیل قرار گرفت و مقادیر تنش فون مایسز با مقدار استحکام تسلیم ماده و همچنین تغییر شکل به وجود آمده در شاسی با معیار 3% فاصله بین دو محور بوژی مقایسه گردید و از صحت طراحی اطمینان حاصل شد.

References

- [1] Fomin O, Gorbunov M, Gerlici J, Vatulia G, Lovska A, Kravchenko K. Research into the strength of an open wagon with double sidewalls filled with aluminum foam. *Materials*. 2021;14:3420. doi: 10.3390/ma14123420
- [2] Patrascu A I, Hadar A, Pastrama S D. Structural analysis of a freight wagon with composite walls. *Materiale Plastice*. 2020;57(2):140-151. doi: 10.37358/MP.20.2.5360

- [3] Haraka S S, Sharma S C, Harshaa S P. Structural dynamic analysis of freight railway wagon using finite element method. *Procedia Materials Science*. 2014;6:1891–1898. doi: [10.1016/j.mspro.2014.07.221](https://doi.org/10.1016/j.mspro.2014.07.221)
- [4] Fomin O, Lovska A, Bukatova O, Yarenchuk L, Chimshir V. Peculiarities of determining the bearing structure load of the body of articulated open wagon made of round pipes. *Materials Science and Engineering*. 2019;708:012009. doi: [10.1088/1757-899X/708/1/012009](https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012009)
- [5] Milovanović V, Jovanović N, Bojović M, Jovičić G, Živković M. Strength analysis of the freight wagon for the transport of petroleum. Article in *IMK-14 - Istrazivanje i razvoj*. 2018. doi: [10.5937/IMK1801011M](https://doi.org/10.5937/IMK1801011M)
- [6] Milovanović V, Živković M, Dišić A, Rakić D, Živković J. Experimental and Numerical Strength Analysis of Wagon for Transporting Bulk Material. *IMK-14 – Research & Development*. 2014;20(2):61-66.
- [7] Milovanović V, Dunić V, Rakić D, Živković M. Identification causes of cracking on the underframe of wagon for containers transportation – Fatigue strength assessment of wagon welded joints. *Engineering Failure Analysis*. 2013;31:118-131. doi: [10.1016/j.engfailanal.2013.01.039](https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.01.039)
- [8] Štastniak P, Kurčík P, Pavlík A. Design of a new railway wagon for international transport with the adaptable loading platform. *MATEC Web of Conferences*. 2018;235:00030. doi: [10.1051/mateconf/201823500030](https://doi.org/10.1051/mateconf/201823500030)
- [9] Yoon S C, Kim J G, Jeon C S, Choe K Y. Evaluation of Structural Strength in Body Structure of Freight Car. *Key Engineering Materials*. 2010;417–418:181–184. doi: [10.4028/www.scientific.net/KEM.417-418.181](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.417-418.181)
- [10] Lovska A O. Computer simulation of wagon body bearing structure dynamics during transportation by train ferry. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2015;3:9–14. doi: [10.15587/1729-4061.2015.43749](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.43749)
- [11] Lee H A, Jung S B, Jang H H, Shin D H, Lee J U, Kim K W, Park G J. Structural-optimization-based design process for the body of a railway vehicle made from extruded aluminum panels. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2016;230(4):1283-1296. doi: [10.1177/0954409715593971](https://doi.org/10.1177/0954409715593971)
- [12] Płaczek M, Wróbel A, Buchacz A. A concept of technology for freight wagons modernization. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*; 2016;161:012107. doi: [10.1088/1757-899X/161/1/012107](https://doi.org/10.1088/1757-899X/161/1/012107)
- [13] Kuczek T, Szachniewicz B. Topology Optimization of Railcar Composite Structure. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. 2015;22: 375–385. doi: [10.1504/IJHVS.2015.073206](https://doi.org/10.1504/IJHVS.2015.073206)
- [14] Fomin O, Lovska A. Improvements in passenger car body for higher stability of train ferry. *Engineering Science and Technology, an International Journal*. 2020;23:1455–1465. doi: [10.1016/j.jestch.2020.08.010](https://doi.org/10.1016/j.jestch.2020.08.010)
- [15] EN 12663-2: Railway applications. Structural requirements of railway vehicle bodies. Part 2: Freight wagons. European Committee for Standardization. 2011.
- [16] ERRI B12/RP17, No. 8: Programmed of Stresses to be carried out on Wagons with Steel Underframe and Body Structure. European Rail Research Institute.1996.
- [17] EN10025-3: Hot rolled products of structural steels. Part 3: Technical delivery conditions for normalized/normalized rolled weldable fine grain structural steels. 2005.
- [18] Norton R L. Machine design an integrated approach. Forth ed. Pearson Education, Inc.2011.