

## مطالعه عددی بوژی واگن باری جهت افزایش بار محوری از ۲۰ تن به ۲۲/۵ تن با استفاده از روش المان محدود

وحید سرافرازی\*، استادیار، گروه راه‌آهن و برنامه‌ریزی حمل و نقل، دانشکده مهندسی عمران و حمل و نقل، دانشگاه اصفهان

Email: v.sarafrazi@cet.ui.ac.ir

دریافت: ۱۴۰۱/۰۸/۱۱ - پذیرش: ۱۴۰۲/۰۲/۰۵

### چکیده

هدف این مقاله، مقایسه خصوصیات بوژی بهبودیافته مورد استفاده در واگن باری لبه بلند معدنی جهت تحمل بار محوری ۲۲/۵ تن با بوژی اولیه H665 است. بوژی H665 در حوزه خاورمیانه و به صورت خاص در ناوگان باری کشور ایران در حال استفاده است. تجزیه و تحلیل استاتیکی و ارتعاشی قطعات منفرد و همچنین زیرساخت‌های وسایل نقلیه ریلی، بخش جدایی‌ناپذیر از فرآیند طراحی و بهبود عملکرد وسایل نقلیه ریلی است. لذا، در این تحقیق، آنالیز استاتیکی و ارتعاشی فریم بوژی با استفاده از روش اجزای محدود انجام شد. به منظور انجام محاسبات عددی بر اساس رویکرد FEM، از بسته نرم‌افزاری Abaqus استفاده شد. در این تحقیق، نتایج نظری مربوط به مقادیر تنش سازه‌ای، همچنین فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای ارتعاشی بوژی بهبودیافته و بوژی اولیه استخراج شد و ضمن مقایسه نتایج، میزان کاهش تنش سازه‌ای و امکان‌سنجی افزایش این بار محوری بررسی گردید.

واژه‌های کلیدی: واگن باری، بوژی بهبودیافته، روش المان محدود، آنالیز استاتیکی و ارتعاشی.

## ۱. مقدمه

محققین، اثر سرعت قطار باری بر تنش‌های سازه‌ای وارد بر اجزای بوژی را مورد بررسی قرار داده‌اند. آنها دریافتند که افزایش سرعت از ۷۲ کیلومتر بر ساعت به ۱۴۴ کیلومتر بر ساعت می‌تواند باعث ۲۶ درصد افزایش تنش سازه‌ای شود. اما از آنجایی که این تنش‌ها تفاوت زیادی با تنش تسلیم سازه، حتی در شرایط بارگذاری هارمونیک، دارد، لذا در این تحقیق از بررسی اثرات سرعت قطار باری صرف‌نظر شده است (زه‌ساز و همکاران، ۲۰۱۱). بوبنوف و همکاران (۲۰۱۳)، رویکردی را روی قاب جانبی بوژی باری توسعه داده‌اند که به کمک آن، ضمن افزایش بار محوری، امکان استفاده از آن در واگن‌های باری سبک و سرعت زیاد امکان‌پذیر است. محققین راه-آهن هند، اقداماتی را برای بهبود عملکرد حمل و نقل ریلی و افزایش بارگذاری محوری روی واگن‌های باری صورت داده‌اند که از این میان به افزایش قطر چرخ و محور بوژی و بهبود سیستم تعلیق اشاره شده است و توانسته‌اند بار محوری را از ۲۲/۹ تن به ۲۵ تن افزایش دهند (ریزوی و بهارتی، ۲۰۱۵). مانورووا و سوچانک (۲۰۱۶) با ایجاد اصلاحات در سازه بوژی باری Y25 توانستند علاوه بر افزایش بیشینه سرعت سیر از ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت به ۱۲۰ کیلومتر بر ساعت، مقدار بار محوری را از ۲۰ تن به ۲۵ تن افزایش دهند. پوکولا و گوپتا (۲۰۲۱) به کمک روش اجزای محدود و روش عددی دریافتند که با اعمال تقویت‌کننده‌هایی در محل گهواره بوژی و با افزایش سختی سازه می‌توان باعث کاهش تنش‌های ایجاد شده در شرایط مختلف بارگذاری گردید و توانستند بار محوری را از ۲۰/۳۲ تن به ۲۲/۹ تن در راه‌آهن هند افزایش دهند. بدون تغییر در بدنه واگن باری و به کمک بهبود در بوژی سری ۱۸-۱۰۰ روسی، مقدار بار محوری از ۲۳/۵ تن را به ۲۵ تن افزایش دادند و ایمنی وسیله نقلیه نیز به کمک متغیری به نام سرعت بحرانی سنجیده شد. لازم به ذکر است که در سرعت بیشتر از سرعت بحرانی، شتاب‌های وارد بر وسیله نقلیه

یکی از حوزه‌های اولویت‌دار برای توسعه صنعت ریلی، افزایش گردش کالا از طریق افزایش ظرفیت کربدورهای حمل و نقل موجود است. این مهم به دو صورت: الف) افزایش ظرفیت حمل واگن‌ها و در نتیجه افزایش بار محوری و یا ب) افزایش تعداد واگن‌های قطار و در نتیجه افزایش طول قطار قابل حل است. به عنوان یک قاعده، در صورت نیاز به تشکیل قطارهای طولانی‌تر، می‌توان از واگن‌های با بار محوری تا ۲۳/۵ تن در هر محور استفاده کرد. البته، در هنگام سرویس‌دهی به چنین قطارهایی، افزایش طول مسیر دریافت و خروج ضروری است و این امر نیازمند منابع مالی زیاد است. از طرفی، افزایش بیشتر در ظرفیت حمل بارهای منفرد تنها با افزایش بار محوری و ظرفیت حمل واگن‌ها امکان‌پذیر است. بهره‌برداری از قطارهای سنگین، امکان افزایش صادرات محصولات شرکت‌ها را در مسیرهای اصلی حمل و نقل، بدون افزایش تعداد لوکوموتیو در ناوگان، فراهم می‌کند که این امر باعث کاهش هزینه‌های کشنده می‌شود (اشوت، ۲۰۲۲). محققین دریافته‌اند که افزایش بار محوری در واگن، بدون افزایش ضربات به خط، یکی از جهت‌گیری‌های استراتژیک علمی و فنی صنعت ریلی است که البته این مهم بدون بهبود در نوع بوژی و یا طراحی بوژی جدید که توان حمل بار واگن را افزایش دهد محقق نمی‌شود (ایشیگورا و همکاران، ۲۰۱۷). بزرگترین توسعه و بهبود در طراحی بوژی‌های واگن باری در اروپا پس از سال ۱۹۵۰ آغاز شد. دلایل اصلی برای طراحی و بهبود در انواع بوژی واگن باری به جهت افزایش نیاز برای حمل و نقل با سرعت و بارهای محوری بیشتر و در عین حال کاهش خطر تصادفات و کاهش هزینه نگهداری و تعمیرات بوده است (دیزو و همکاران، ۲۰۱۷). با معرفی فناوری‌های جدید برای فرآیند بارگیری و حمل و نقل، نیاز به افزایش بار محوری واگن‌های باری به طور قابل توجهی زیاد شده است (اشوت و بولوتو، ۲۰۱۹).

مورد، تست ارتعاشی به منظور تعیین فرکانس طبیعی سازه و بررسی میزان صلبیت سازه می‌باشد (استاندارد اروپایی، ۲۰۱۱؛ ملنیک و کاسترازوسکی، ۲۰۱۷). لذا، بوژی می‌بایست به منظور بررسی استحکام مطابق استانداردهای اروپایی و UIC تحت اثر بارهای شرایط بهره‌برداری و بارهای تستی مورد بررسی قرار گیرد. همچنین، طی مقایسه صورت گرفته بین استاندارد UIC و EN، در هر دو این استانداردها سه دسته انواع بارگذاری را جهت اعمال در شرایط بهره‌برداری و شرایط تست پیشنهاد داده‌اند و همچنین برای بارگذاری دینامیک نیز از ضریب ضربه برای شبیه‌سازی این شرایط استفاده شده است (استاندارد اروپایی، ۲۰۱۱؛ استاندارد ۵۶۶، ۱۹۹۴).

## ۲-۱. تعریف بار استاتیک وارد بر قاب بوژی

در این تحقیق، سناریوهای بارگذاری بر اساس استاندارد اروپایی است که در آن الزامات بارگذاری استاتیک قاب بوژی تعریف شده است. مطابق با این استاندارد، قاب نباید تحت انواع سناریوهای بارگذاری قید شده در این استاندارد دچار تسلیم یا تغییرشکل دائمی شود. سناریوهای بارگذاری به صورت بارهای تستی و بهره‌برداری هستند و بوژی تحت شدیدترین بارگذاری قرار می‌گیرد. براساس استاندارد، می‌بایست شش سناریوی بارگذاری بررسی شود که به دلیل تقارنی که در برخی از سناریوهای بارگذاری وجود دارد تنها چهار سناریوی بارگذاری بررسی شده است:

- بار قائم در محل کاسه بوژی (سناریوی ۱ در جدول ۱)
- بار قائم در محل کاسه بوژی و بالشتک‌ها و بار جانبی (سناریوهای ۲ و ۳ در جدول ۱)
- بار قائم در محل کاسه بوژی و بالشتک‌ها، بار جانبی و بارگذاری پیچشی (سناریوهای ۴ و ۵ در جدول ۱)
- بار قائم در محل کاسه بوژی و بار افقی در راستای ترمزگیری (سناریوی ۶ در جدول ۱)

از مقادیر مجاز تجاوز کرده و سبب کاهش پایداری حرکتی و خروج از خط می‌گردد (ژانگ و همکاران، ۲۰۲۲). طبق تحقیقات انجام شده توسط ژانگ و همکاران (۲۰۲۲) می‌توان به کمک بهبود بوژی، بدون تغییر در بدنه واگن، سبب بهبود رفتار استاتیک و دینامیک واگن گردید. لذا، در این تحقیق، یک مدل بوژی H665 بهبودیافته از نظر رفتار استاتیکی و ارتعاشی با مدل اولیه آن مقایسه شده است. بوژی H665 مورد بحث در این تحقیق متداول‌ترین بوژی‌ای است که برای واگن‌های لبه بلند معدنی در ایران استفاده می‌شود و سیستم تعلیق آن شامل فنر تیغه‌ای به عنوان تعلیق اولیه است. هدف از این مقایسه، بررسی تأثیر تقویت‌های انجام شده بر مقاومت سازه‌ای و ارتعاشی بوژی بهبودیافته است. به طور کلی، در استاندارد اروپایی EN13749، بوژی باری دارای یک سیستم تعلیق اولیه است که در category B-V قرار می‌گیرد. در ادامه، الزامات بارگذاری و تحلیل بوژی واگن باری و همچنین نتایج محاسبات مقاومت سازه‌ای قاب بوژی بهبودیافته برای موارد بار انتخابی ارائه شده است (استاندارد اروپایی، ۲۰۱۱).

## ۲. بارهای وارد بر قاب بوژی

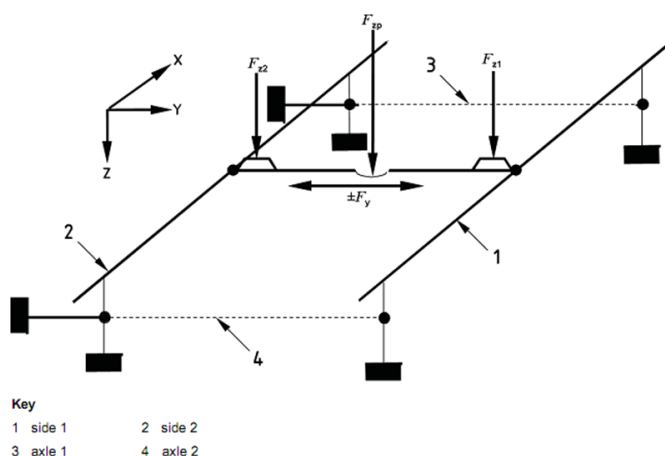
یک بوژی در شرایط عملیاتی واقعی توسط طیف وسیعی از بارها بارگذاری می‌شود که به موقعیت به‌کارگیری و کیفیت مسیر بستگی دارد. لذا، علاوه بر بارهای مربوط به شرایط بهره‌برداری، دسته دیگری از بارگذاری‌ها با نام بارهای تستی نیز می‌بایست به بوژی اعمال شود. اولین مورد تست استاتیک برای بارهای استثنایی به منظور بررسی سازه از نقطه نظر تغییرشکل دائم در بدنه و اطمینان از عدم شکست تحت حداکثر بارهای ناشی از جمع آثار است. دومین مورد تست استاتیک بارهای سرویسی به دلیل حصول اطمینان از عدم انباشته شدن نیروهای رخ داده به هنگام بهره‌برداری است که منشأ آن ترک ناشی از خستگی روی بدنه واگن می‌باشد. سومین

وزن ناشی از بار ۵۰ تن می‌باشد،  $\alpha = 0.3$  ضریب حرکت دورانی واگن،  $Q_0$  نیروی عرضی اعمالی به هر چرخ و برابر ۱۱/۲۵ تن است،  $a$  شتاب ترمزگیری و برابر ۰/۵۵ متر بر ثانیه در نظر گرفته شده و  $M_w$  برابر وزن واگن باردار است که در این تحقیق ۸۰ و ۱۰۰ تن می‌باشد. در شکل ۱، محل اعمال بارها روی دو محور بوژی نشان داده شده است.

در جدول ۱، مقادیر بارها بیان شده است که  $F_{z,max} = 2F_z$  است، به طوری که  $F_z$  نیروی قائم استاتیک است و از آنجایی که بوژی اولیه دارای دو محور با بار محوری ۲۰ تن است و بوژی بهینه شده دارای دو محور با بار محوری ۲۲/۵ تن است، لذا، این نیروی قائم وارد به هر بوژی به ترتیب برای بوژی اولیه نیروی وزن ناشی از بار ۴۰ تن و برای بوژی بهینه شده برابر نیروی

جدول ۱. انواع بارگذاری‌های وارد شده بر بوژی (استاندارد اروپایی، ۲۰۱۱)

نیروها						سناریوهای بارگذاری
$F_b$	$F_z^{twist}$	$F_y$	$F_{z2}$	$F_{z1}$	$F_{zp}$	
-	-	-	-	-	$F_{z,max}$	۱
-	-	$2\left(10+2\frac{Q_0}{3}\right)$	-	$1.5\alpha F_z$	$1.5(1-\alpha)F_z$	۲
-	-	$2\left(10+2\frac{Q_0}{3}\right)$	$1.5\alpha F_z$	-	$1.5(1-\alpha)F_z$	۳
-	پیچش ۱ درصد	$2\left(10+2\frac{Q_0}{3}\right)$	-	$1.5\alpha F_z$	$1.5(1-\alpha)F_z$	۴
-	پیچش ۱ درصد	$2\left(10+2\frac{Q_0}{3}\right)$	$1.5\alpha F_z$	-	$1.5(1-\alpha)F_z$	۵
$F_b = 0.6M_w a$	-	-	-	-	$1.2F_z$	۶



شکل ۱. محل اعمال نیروهای وارد بر قاب بوژی (استاندارد اروپایی، ۲۰۱۱)

فرهای تخت هشت لایه است که از طریق گوشواره‌ها به نگهدارنده‌های ابتدا- انتهای بوژی و همچنین نگهدارنده فنر مطابق شکل ۲ متصل شده است. قاب بوژی از دو تیر طولی و یک تیر عرضی (گهواره) تشکیل شده است. تیرهای طولی از ورق‌های ۸ میلی‌متری تشکیل شده که از طریق جوش به هم متصل شده‌اند. جعبه عرضی نیز از ورق‌های ۱۶ میلی‌متری تشکیل شده است. در مدل المان محدود، برای این بوژی از دو نوع المان shell یا پوسته و solid یا توپر استفاده شده است. بخش‌هایی از بوژی که نسبت ضخامت آنها در مقایسه با ابعاد دیگر کم باشد المان پوسته در نظر گرفته شده است و مؤلفه‌های دیگر که ضخیم هستند المان توپر (مطابق شکل ۳) در نظر گرفته شده است و مدل مجموعاً با ۵۲۰ هزار المان که بیشتر آن روی نتایج تحلیل اثرگذار نبود المان‌بندی گردید. با توجه به طراحی خاص این بوژی، در مقایسه با بوژی‌های دیگر، جهت تحلیل استاتیک لازم است که اثر فنرها در تحلیل لحاظ شود. بدین منظور، یک تیر به صورت نمادین که نقش فنرها را بازی کند به مدل المان محدود اضافه شده و سختی خمشی آن برابر با سختی فنر  $k = 1.2 \text{ mm/kN}$  در نظر گرفته شده است (استاندارد ۵۱۷، ۲۰۰۷). نحوه اتصال این فنر به بدنه به صورت قید لولایی است. لازم به ذکر است که مطابق جدول ۲، جنس بدنه این بوژی از فولاد S235 با مدول یانگ ۲۱۰ گیگاپاسکال و ضریب پواسون ۰/۳ است که مقاومت تسلیم آن برابر با ۴۴۰ مگاپاسکال می‌باشد (دیزو و همکاران، ۲۰۱۸).

## ۲-۲. تعریف بار ارتعاشی وارد بر قاب بوژی

برای محاسبه بارهای ارتعاشی وارده به مدل، از آنالیز مودال استفاده می‌شود که در آن معادله مشخصه ارتعاشی حاکم بر مدل برای به دست آوردن فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای ارتعاشی، بدون در نظر گرفتن میرایی، به صورت زیر حل می‌شود:

$$M\ddot{z} = 0 \quad (1)$$

که در آن  $M$  ماتریس جرم،  $K$  ماتریس سختی،  $z$  بردار شتاب و  $x$  بردار جابجایی است. اگر سیستم دینامیک هارمونیک در حال حرکت فرض شود و تمام درجات آزادی فاز یکسانی داشته باشند، حل معادله (۱) به صورت زیر است:

$$x = ve^{i\Omega t} \quad (2)$$

که در آن  $v$  دامنه نوسان و  $\Omega$  فرکانس طبیعی بر حسب رادیان بر ثانیه است. به کمک معادلات (۱) و (۲)، معادله مشخصه به شکل معادله (۳) به دست می‌آید.

$$(k - \lambda.M) \times v = 0 \quad (3)$$

از حل معادله (۳)، برای یافتن بردار ویژه استفاده می‌شود. بردار ویژه، ماتریس مربعی از توان دوم مقدار فرکانس‌های طبیعی به صورت معادله (۴) است (اسوبودا و همکاران، ۲۰۱۴).

$$\lambda = \Omega^2 \quad (4)$$

## ۳. تجزیه و تحلیل نرم‌افزاری قاب بوژی

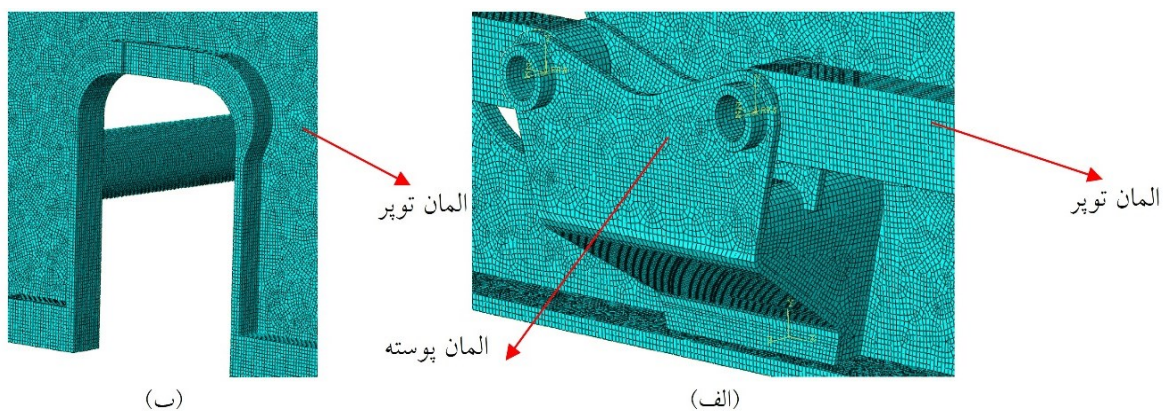
مدل سازی المان محدود قاب بوژی H665 با استفاده از نرم‌افزار Abaqus انجام شده است و این بوژی مجهز به

جدول ۱. مشخصات مربوط به مدل‌سازی و شبیه‌سازی بوژی

مشخصات	مقدار	مشخصات	مقدار
مدول یانگ	۲۱۰ گیگاپاسکال	تنش تسلیم	۴۴۰ مگاپاسکال
ضریب پواسون	۰/۳	تعداد المان	۵۲۰۰۰۰
چگالی	۷۸۵۰ کیلوگرم بر متر مکعب	نگهدارنده میانی	solid
		بقیه بخش‌ها	Shell



شکل ۲. نمونه بوژی H665



شکل ۳. الف) المان بندی در نگهدارنده فنر و ب) المان بندی در نعلی

مشاهده شده است که به عنوان نمونه به تخریب نواحی مختلف مانند نعلی، قائمه‌ها و کاسه بوژی مطابق شکل ۴ می‌توان اشاره کرد، لذا، مطابق شکل ۵، از صفحات تقویتی در نواحی مستعد شکست استفاده شده است که این صفحات تقویتی در نواحی ۱ تا ۷ قرار گرفته‌اند و به صورت متقارن در طرف دیگر بوژی نیز لحاظ گردیده‌اند.

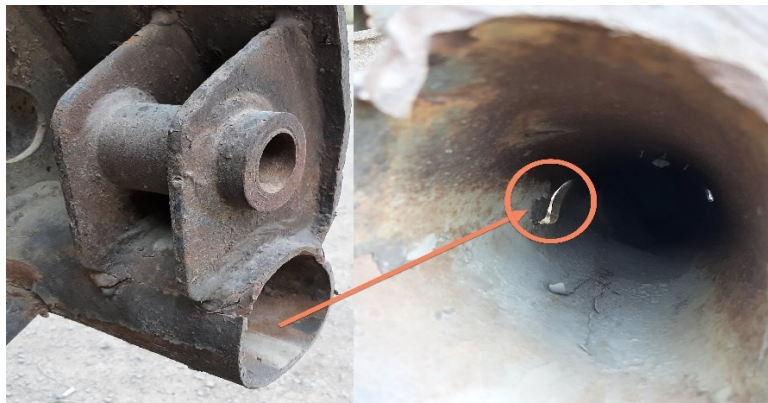
#### ۴. مشخصات بوژی بهینه شده

با توجه به اینکه هدف این تحقیق افزایش بار محوری بوژی H665 از ۲۰ تن به ۲۲/۵ تن می‌باشد، اینکه امکان شکست سازه بوژی به جهت انباشته شدن نیروهای وارده به آن به هنگام بهره‌برداری وجود دارد، اینکه موارد متعدد تخریب در نواحی مختلف این بوژی پس از بهره‌برداری



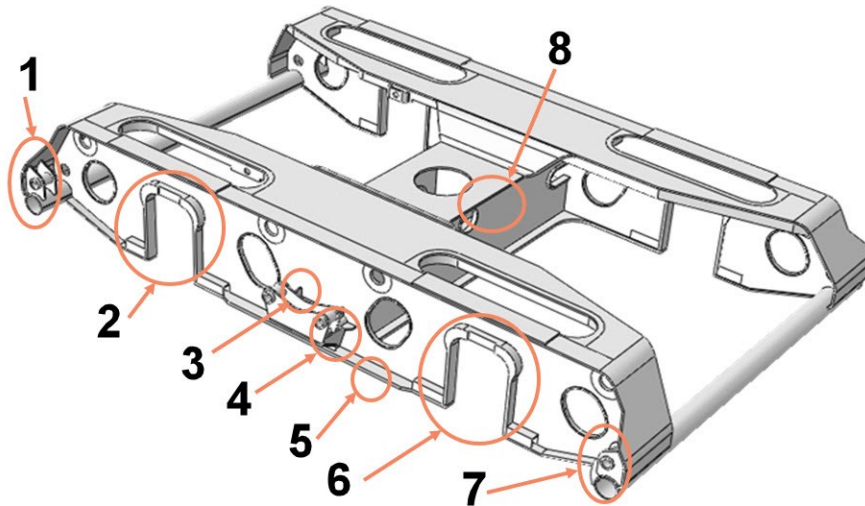
(ب) محل نعلی‌ها

(الف) زیرکاسه بوژی



(ج) قائمه‌ها

شکل ۴. موارد تخریب بوژی در محل‌های مختلف پس از بهره‌برداری



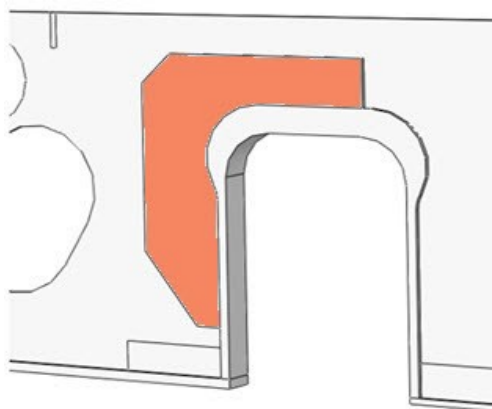
شکل ۵. نواحی تقویت بوژی بهبودیافته H665

استفاده شده است. همچنین، در نواحی ۳ و ۴ از صفحات مورب به ضخامت ۱۰ میلی‌متر در کنار محل اتصال فنرهای تخت بوژی (مطابق شکل‌های ۶-ج و ۶-د) استفاده گردیده است. در ناحیه ۵، ورق تقویتی در محل

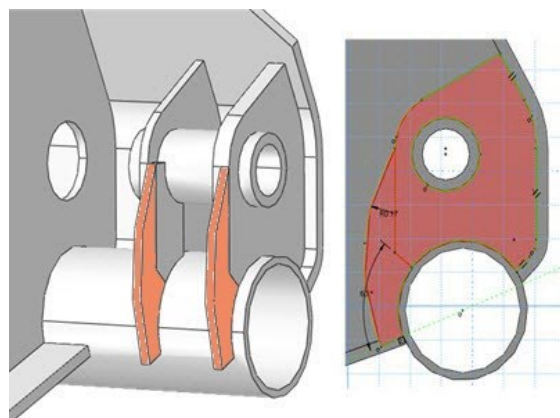
ناحیه اول، محل قائمه بوژی است که روی آن دو صفحه تقویتی به ضخامت ۸ میلی‌متر (مطابق شکل ۶-الف) قرار گرفت. در نواحی ۲ و ۷ از صفحه تقویتی دور نعلی بوژی به ضخامت ۲۰ میلی‌متر (مطابق شکل ۶-ب)

استفاده شده است. لازم به ذکر است که به جهت بررسی افزایش صلیبت فریم بوژی در حضور این ورق‌های تقویتی در این تحقیق، فرکانس‌های طبیعی مدل اولیه بوژی H665 با مدل بهینه‌شده مقایسه گردیده است تا اطمینان حاصل گردد تغییرات فرکانس طبیعی کمتر از ۵ درصد است.

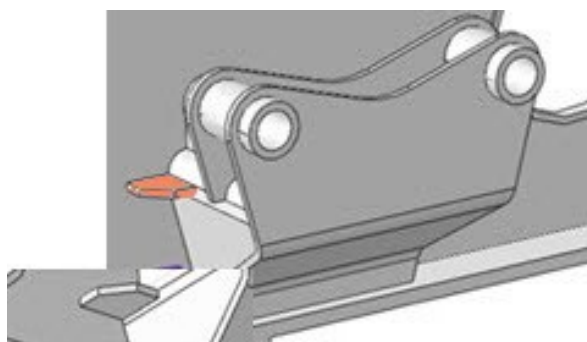
پابند بوژی به ضخامت ۲۰ میلی‌متر (مطابق شکل ۶-ه) قرار گرفته است. به عنوان مورد آخر، در ناحیه ۸، در زیر صفحه کاسه بوژی، دو ورقه مورب به ضخامت ۸ میلی‌متر (مطابق شکل ۶-و) قرار داده شده است. مشخصات قطعات تقویتی به صورت خلاصه در جدول ۳ آورده شده و هر یک از قطعات در شکل ۶ معرفی گردیده‌اند. برای مدل‌سازی جوش، از قید Tie در نرم‌افزار



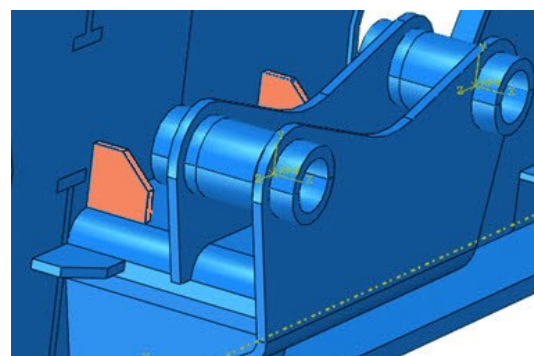
(ب)



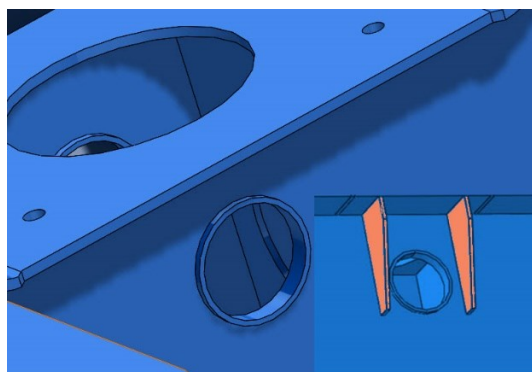
(الف)



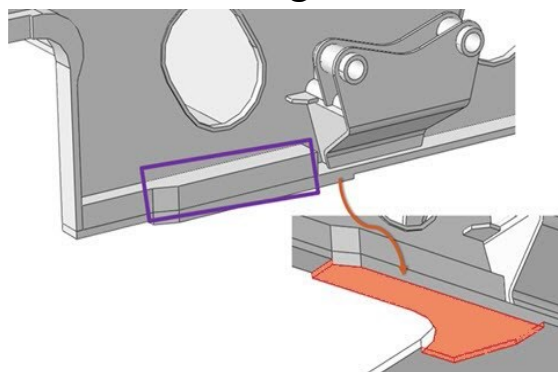
(د)



(ج)



(و)



(ه)

شکل ۶. صفحات تقویتی به کاررفته در بوژی بهینه‌شده H665



جدول ۳. مشخصات هر یک از قطعات تقویتی

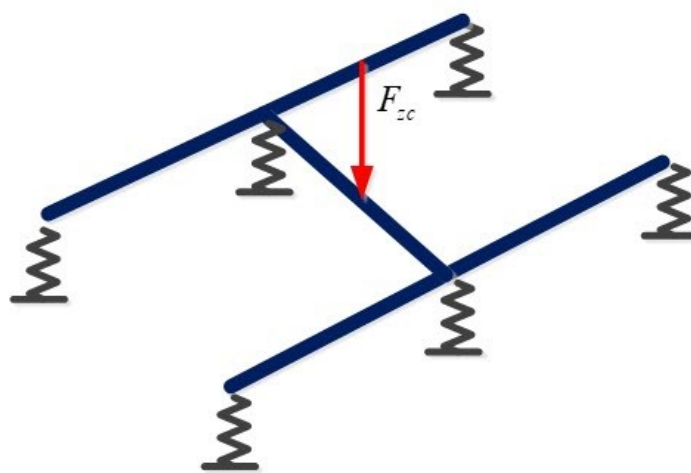
مقدار ضخامت	قطعه تقویتی	مقدار ضخامت	قطعه تقویتی
۱۰ میلی متر	مورد د شکل ۶	۸ میلی متر	مورد الف شکل ۶
۲۰ میلی متر	مورد ه شکل ۶	۲۰ میلی متر	مورد ب شکل ۶
۸ میلی متر	مورد و شکل ۶	۱۰ میلی متر	مورد ج شکل ۶

### ۵-۱. سناریوی اول بارگذاری - بار قائم

در این سناریو، با توجه به شکل ۷، محل اعمال نیروهای مربوط به بارگذاری بوژی بر اساس استاندارد مشخص گردیده است. از طرفی، مقدار بار  $F_{zc} = F_{zp} = F_{z,max} = 2F_z$  است. بنابراین، برای بارگذاری ۲۰ تن و ۲۲/۵ تن در هر محور بوژی مقدار نیروها مطابق جدول ۴ می باشد.

### ۵. نتایج

در این تحقیق، با توجه به تقارن موجود در سناریوهای شش گانه بارگذاری بوژی در استاندارد، سناریوهای اول، دوم، چهارم و ششم موجود در جدول ۱ مورد بررسی قرار گرفتند و نتایج تحلیل برای بار ۲۰ تن در بوژی اولیه استخراج گردید و به کمک آن محل های تمرکز تنش شناسایی شد. سپس برای بار ۲۲/۵ تن در بوژی اولیه و بوژی بهینه شده با صفحات تقویتی، مقادیر تنش ها در نواحی مستعد شکست مقایسه گردیده است.



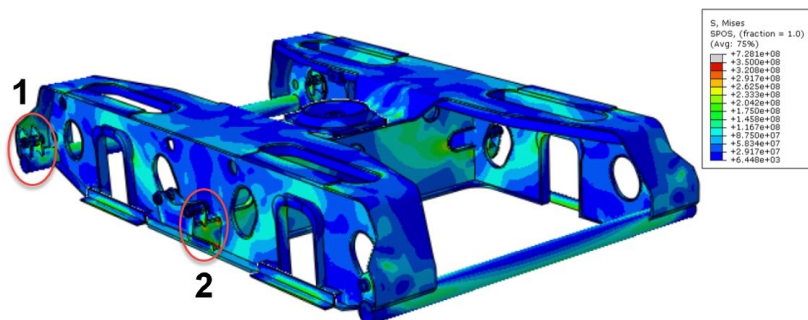
شکل ۷. محل اعمال نیروها در سناریوی اول بارگذاری

جدول ۴. مقدار بارگذاری های وارد شده بر بوژی در سناریوی دوم

$F_{zc} = F_{zp}$	نیروها
۷۸۵ کیلونیوتن	مقدار برای بار محوری ۲۰ تن
۹۸۱ کیلونیوتن	مقدار برای بار محوری ۲۲/۵ تن

دارد که مقدار تنش در آنها بیشتر از حد مجاز است و این دو ناحیه نگهدارنده فنر در وسط بوژی و قائمه‌ها (نواحی ۱ و ۲ در شکل ۸) هستند.

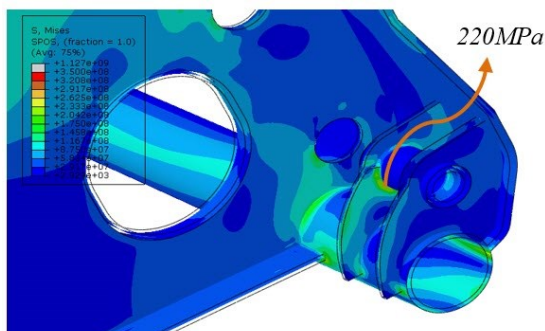
کانتور توزیع تنش در بوژی اولیه تحت بارگذاری ۲۰ تن مطابق شکل ۸ به دست آمد که نشان‌دهنده آن است که برای این سناریوی بارگذاری، دو ناحیه بحرانی وجود



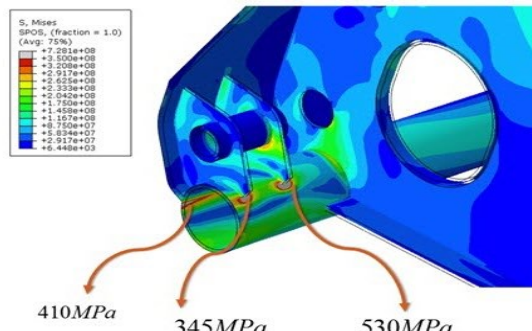
شکل ۸. کانتور تنش در کل قاب بوژی تحت بارگذاری ۲۰ تن در سناریوی اول

تنش در این نواحی از صفحات تقویتی (مطابق شکل‌های ۶- الف، ۶- ج و ۶- د) استفاده شد و با اضافه کردن آنها مقدار بیشینه تنش در بوژی بهینه‌شده به ترتیب در قائمه به حد نرمال ۲۲۰ مگاپاسکال و در نگهدارنده فنر به حد نرمال ۲۹۰ مگاپاسکال رسید.

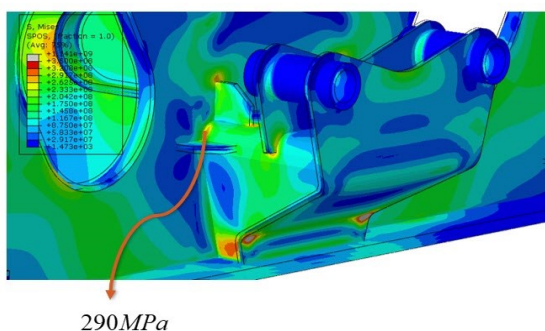
به منظور بررسی مقاومت سازه‌ای بوژی، بوژی H665 اولیه تحت بارگذاری ۲۲/۵ تن با بوژی بهینه‌شده تحت بارگذاری ۲۲/۵ تن در نواحی تمرکز تنش که عبارتند از نگهدارنده فنر در وسط بوژی و قائمه‌ها با هم مقایسه گردید. مطابق کانتور شکل ۹، بیشینه تنش برای بوژی اولیه برابر ۵۳۰ مگاپاسکال است. جهت کم کردن سطح



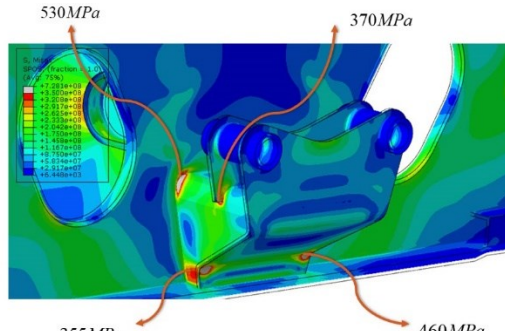
(ب) بوژی بهینه‌شده



(الف) بوژی اولیه



(ب) بوژی بهینه‌شده

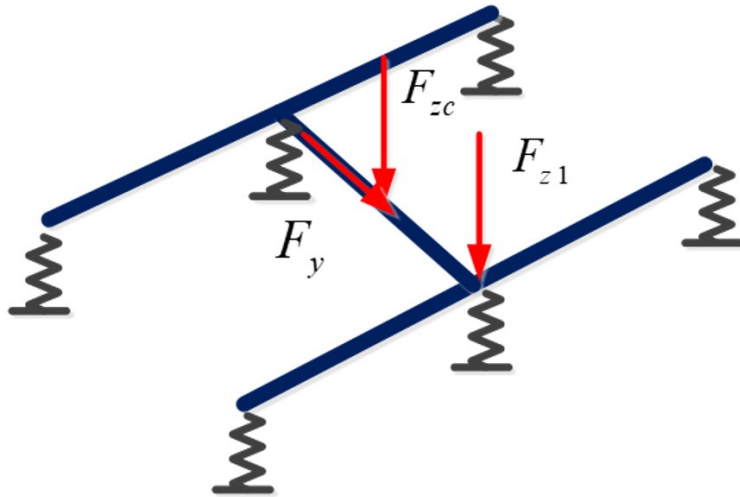


(الف) بوژی اولیه

شکل ۹. مقایسه کانتور تنش در بوژی تحت بارگذاری ۲۲/۵ تن در نواحی تمرکز تنش در سناریوی اول

۲-۵. سناریوی دوم بارگذاری - بار قائم و بار جانبی

در این سناریو، با توجه به شکل ۱۰، محل اعمال نیروهای مربوط به بارگذاری بوژی بر اساس استاندارد مشخص گردیده است. از طرفی، مقدار نیروهای قائم و جانبی نیز مطابق جدول ۵ اعمال گردید.



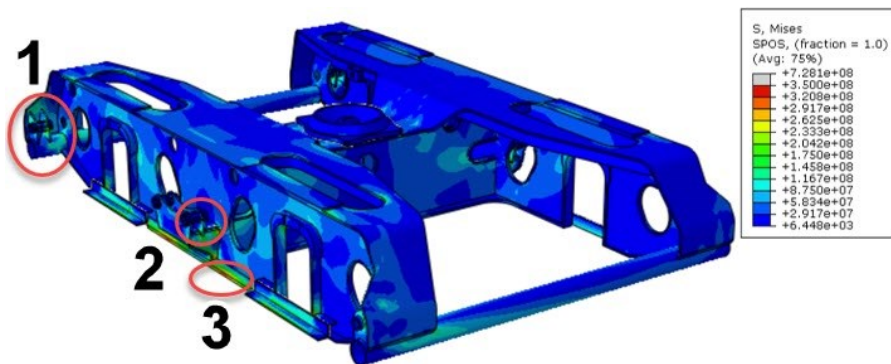
شکل ۱۰. محل اعمال نیروها در سناریوی دوم بارگذاری

جدول ۵. مقدار بارگذاری‌های وارد شده بر بوژی در سناریوی دوم

نیروها	$F_{zc} = F_{zp}$	$F_{z1}$	$F_y$
مقدار برای بار محوری ۲۰ تن	۴۱۲ کیلونیوتن	۱۷۶ کیلونیوتن	۱۶۷ کیلونیوتن
مقدار برای بار محوری ۲۲/۵ تن	۵۱۵ کیلونیوتن	۲۲۱ کیلونیوتن	۲۰۹ کیلونیوتن

وجود دارد که مقدار تنش در آن بیشتر از حد مجاز است و این ناحیه محل پابند در کف بوژی (ناحیه ۳ شکل ۱۱) است.

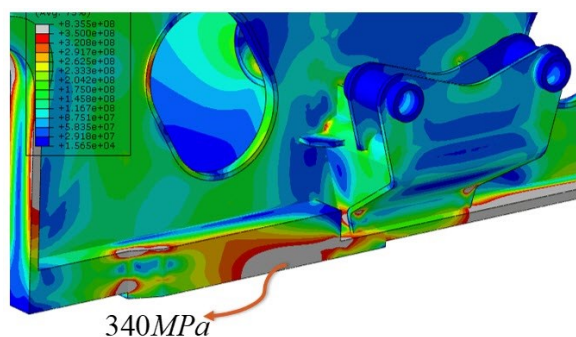
کانتور توزیع تنش در بوژی H665 اولیه تحت بارگذاری ۲۰ تن مطابق شکل ۱۱ است و نشان‌دهنده آن است که برای این سناریو، بارگذاری علاوه بر موارد قبلی (نواحی ۱ و ۲ شکل ۱۱) یک ناحیه بحرانی دیگر نیز



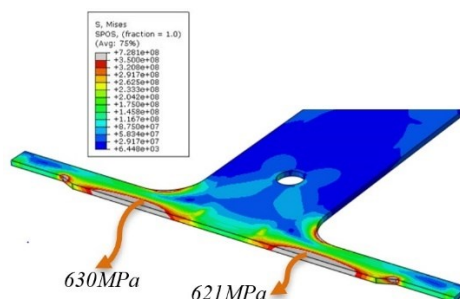
شکل ۱۱. کانتور تنش در کل قاب بوژی تحت بارگذاری ۲۰ تن در سناریوی دوم

پابند (ناحیه ۳) برابر ۶۳۰ مگاپاسکال است. جهت کم کردن سطح تنش در این ناحیه، از صفحات تقویتی (مطابق شکل ۶-ه) استفاده شد و با اضافه کردن آنها مقدار بیشینه تنش در بوژی بهینه‌شده به حد نرمال ۳۴۰ مگاپاسکال رسید.

بنابراین، به منظور بررسی مقاومت سازه‌ای بوژی، بوژی H665 اولیه تحت بارگذاری ۲۲/۵ تن با بوژی بهینه‌شده تحت بارگذاری ۲۲/۵ تن در نقطه تمرکز تنش جدید یا همان محل پابند با هم مقایسه گردید. مطابق کانتور شکل ۱۲، بیشینه تنش برای بوژی اولیه در محل



(ب) بوژی بهینه‌شده

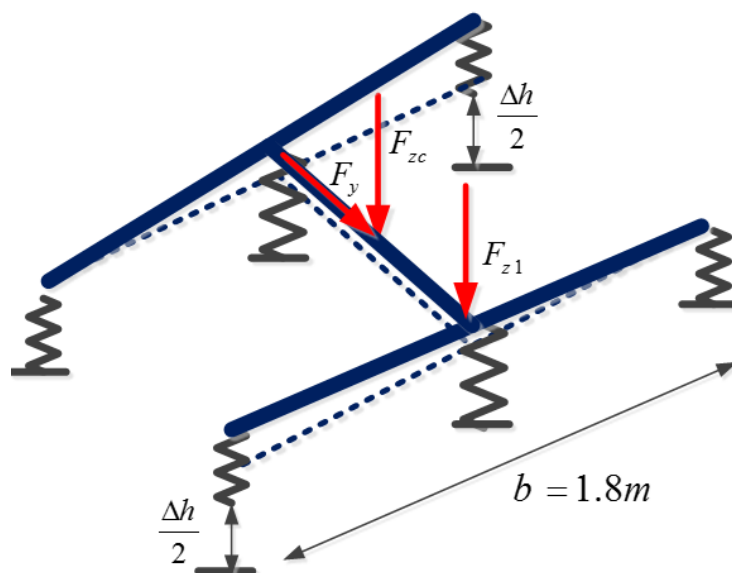


(الف) بوژی اولیه

شکل ۱۲. مقایسه کانتور تنش در بوژی تحت بارگذاری ۲۲/۵ تن در محل تمرکز تنش در سناریوی دوم

فاصله دو محور بوژی ( $\Delta h$ ) محاسبه شده و مقدار نصف آن به عنوان قید جابجایی و به صورت ضربدری در محل اتصال چرخ‌ها مطابق شکل ۱۳ اعمال گردیده است. از طرفی، مقدار نیروهای قائم و جانبی نیز مطابق جدول ۶ لحاظ شده است.

۳-۵. سناریوی چهارم بارگذاری - بارهای قائم، جانبی و پیچش  
در این سناریو، با توجه به شکل ۱۳، محل اعمال نیروهای مربوط به بارگذاری بوژی مطابق استاندارد مشخص گردیده است و برای محاسبه پیچش، مقدار ۱ درصد



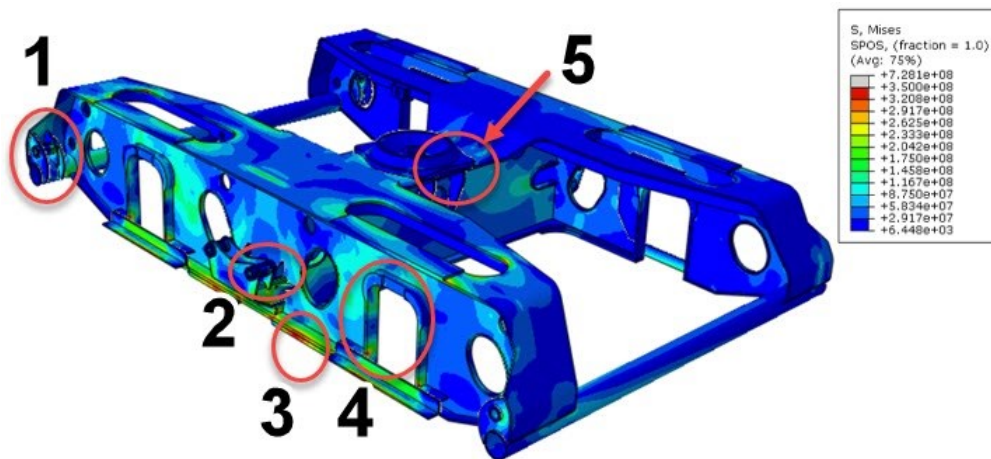
شکل ۱۳. محل اعمال نیروها در سناریوی چهارم بارگذاری

جدول ۶. مقدار بارگذاری‌های وارد شده بر بوژی در سناریوی دوم

$F_{z1}$	$F_y$	$F_{z1}$	$F_{zc} = F_{zp}$	نیروها
۶ میلی‌متر جابجایی ضربدری	۱۶۷ کیلونیوتن	۱۷۶ کیلونیوتن	۴۱۲ کیلونیوتن	مقدار برای بار محوری ۲۰ تن
۶ میلی‌متر جابجایی ضربدری	۲۰۹ کیلونیوتن	۲۲۱ کیلونیوتن	۵۱۵ کیلونیوتن	مقدار برای بار محوری ۲۲/۵ تن

وجود دارند که مقدار تنش در آنها بیشتر از حد مجاز است و این دو ناحیه محل نعلی و صفحه زیر کاسه بوژی (نواحی ۴ و ۵ شکل ۱۴) است.

کانتور توزیع تنش در بوژی H665 اولیه تحت بارگذاری ۲۰ تن مطابق شکل ۱۴ است و نشان‌دهنده آن است که برای این سناریو، بارگذاری علاوه بر موارد قبلی (نواحی ۱، ۲ و ۳ شکل ۱۴) دو ناحیه بحرانی دیگر نیز

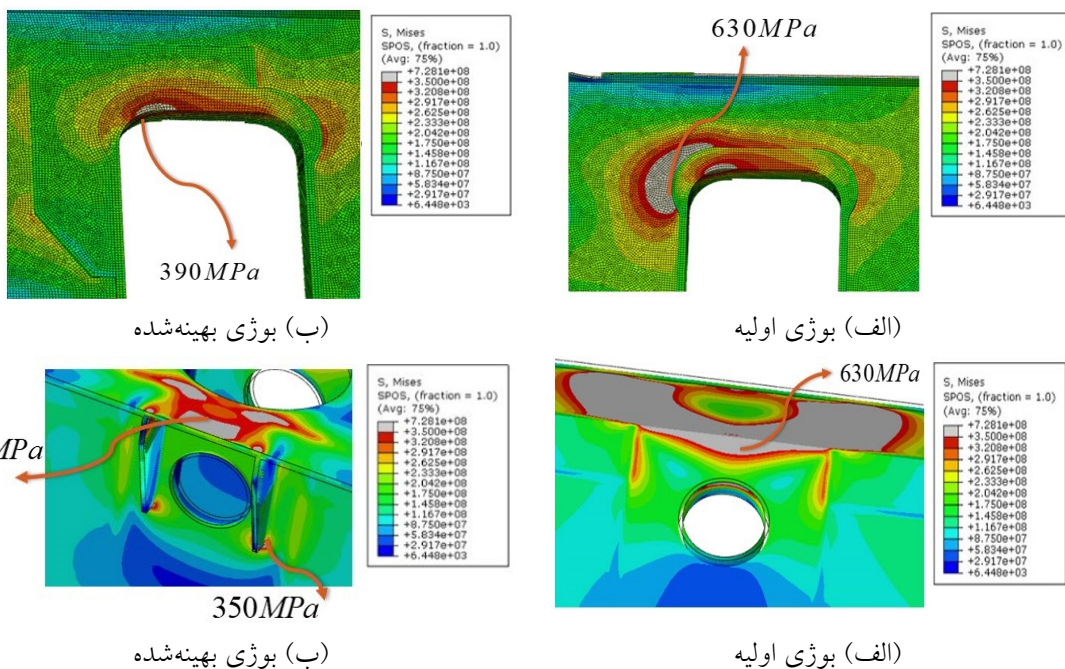


شکل ۱۴. کانتور تنش در کل قاب بوژی تحت بارگذاری ۲۰ تن در سناریوی چهارم

(مطابق شکل‌های ۶-ب و ۶-و) استفاده شد و با اضافه کردن آنها مقدار بیشینه تنش در بوژی بهینه‌شده در محل نعلی (ناحیه ۴) به حد نرمال ۳۹۰ مگاپاسکال و در صفحه زیر کاسه بوژی (ناحیه ۵) به حد نرمال ۳۷۰ مگاپاسکال رسید.

سپس، بوژی اولیه تحت بارگذاری ۲۲/۵ تن با بوژی بهینه‌شده تحت بارگذاری ۲۲/۵ تن در دو ناحیه تمرکز تنش جدید یا محل نعلی و صفحه زیر کاسه بوژی با هم مقایسه گردیدند. مطابق کانتور شکل ۱۵، بیشینه تنش برای بوژی اولیه برابر ۶۳۰ مگاپاسکال است. جهت کم کردن سطح تنش در این ناحیه، از صفحات تقویتی

مطالعه عددی بوژی واگن باری جهت افزایش بار محوری از ۲۰ تن به ۲۲/۵ تن ...



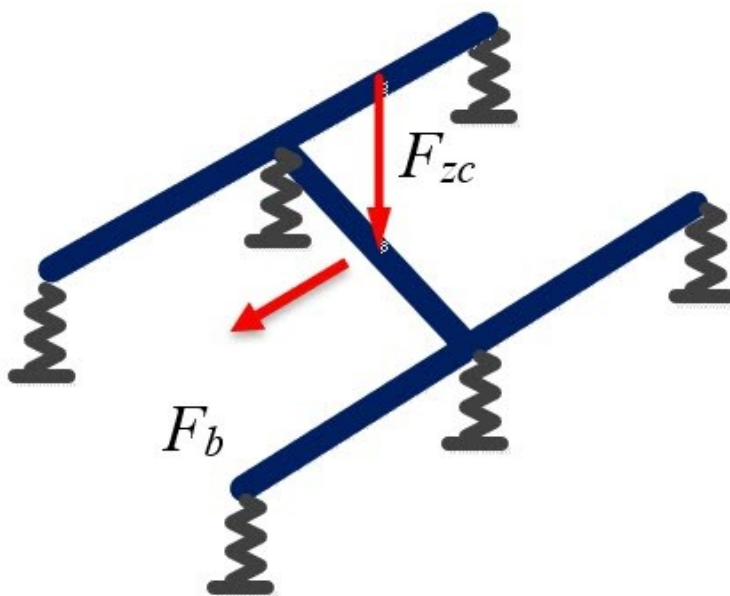
شکل ۱۵. مقایسه کانتور تنش در بوژی تحت بارگذاری ۲۲/۵ تن در محل تمرکز تنش در سناریوی چهارم

است و نیروی ترمزی نیز با در نظر گرفتن خط ترمز ۷۰۰ متر برای سرعت بیشینه ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت واگن باری که معادل شتاب ۰/۵۵ متر بر مجذور ثانیه است در نظر گرفته شده است و نیروی معادل آن مطابق جدول ۷ اعمال گردیده است.

#### ۴-۵. سناریوی ششم بارگذاری - بارهای قائم و

#### نیروی ترمزی

در این سناریو، با توجه به شکل ۱۶، محل اعمال نیروهای مربوط به بارگذاری بوژی مطابق استاندارد مشخص گردیده است. از طرفی، مقدار بار  $F_{zc} = F_{zp} = 1.2F_z$



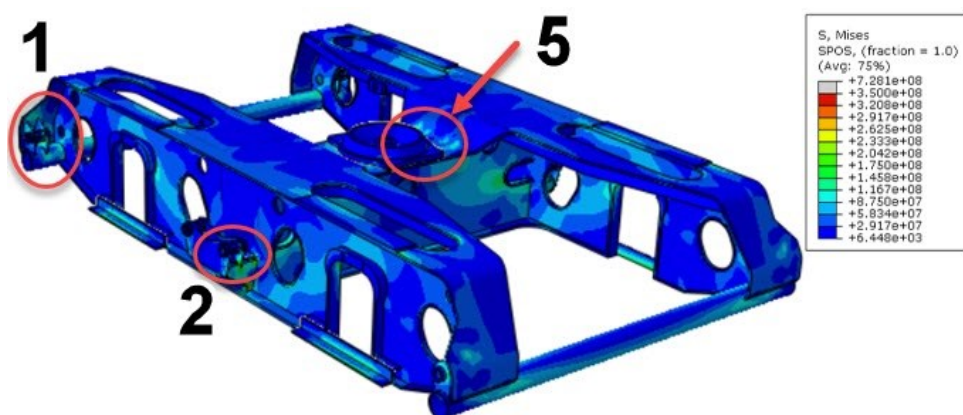
شکل ۱۶. محل اعمال نیروها در سناریوی ششم بارگذاری

جدول ۷. مقدار بارگذاری‌های وارد شده بر بوژی در سناریوی ششم

$F_b$	$F_{zc} = F_{zp}$	نیروها
۲۶ کیلونیوتن	۴۷۰ کیلونیوتن	مقدار برای بار محوری ۲۰ تن
۳۳ کیلونیوتن	۵۸۵ کیلونیوتن	مقدار برای بار محوری ۲۲/۵ تن

ترتیب در قائمه (ناحیه ۱) به حد نرمال ۲۱۵ مگاپاسکال، در نگهدارنده فنر (ناحیه ۲) به حد نرمال ۲۹۵ مگاپاسکال و در صفحه زیر کاسه بوژی (ناحیه ۵) به حد نرمال ۲۸۰ مگاپاسکال رسید.

کانتور توزیع تنش در بوژی H665 اولیه تحت بارگذاری ۲۰ تن، مطابق شکل ۱۷ است و نشان‌دهنده آن است که برای این سناریو، بارگذاری سه ناحیه بحرانی (۱، ۲ و ۵ شکل ۱۷) وجود دارد که مقدار بیشینه تنش در بوژی اولیه ۴۷۰ مگاپاسکال و برای بوژی بهینه‌شده به



شکل ۱۷. کانتور تنش در کل قاب بوژی تحت بارگذاری ۲۰ تن در سناریوی ششم

بوژی بهینه‌شده به صورت متوسط سبب کاهش تنش در نواحی مستعد شکست به ترتیب ناحیه ۱ تا ۵ سازه به میزان ۵۵، ۴۱، ۴۵، ۳۸ و ۴۰ درصد شده است.

اثر صفحات تقویتی در نواحی بحرانی بوژی اولیه طبق جدول ۸ با بوژی بهینه‌شده در بار محوری ۲۲/۵ تن مقایسه گردید و میزان کاهش در بیشینه تنش نواحی حساس بوژی مشخص شد. بنابراین، می‌توان دریافت که

جدول ۸. مقایسه بوژی بهینه‌شده و بوژی اولیه در نواحی مستعد شکست تحت بار محوری ۲۲/۵ تن

کاهش تنش (%)	بیشینه تنش سازه‌ای (مگاپاسکال)		نوع بوژی
	بوژی بهینه‌شده	بوژی اولیه	
۵۸	۲۲۰	۵۳۰	ناحیه ۱ سناریوی اول
۴۵	۲۹۰	۵۳۰	ناحیه ۲ سناریوی اول
۵۵	۲۰۲	۴۵۰	ناحیه ۱ سناریوی دوم
۴۳	۲۵۵	۴۵۰	ناحیه ۲ سناریوی دوم
۴۶	۳۴۰	۶۳۰	ناحیه ۳ سناریوی دوم
۵۳	۲۰۸	۴۵۰	ناحیه ۱ سناریوی چهارم

۴۱	۲۶۵	۴۵۰	ناحیه ۲
۴۵	۳۴۵	۶۳۰	ناحیه ۳
۳۸	۳۹۰	۶۳۰	ناحیه ۴
۴۱	۳۷۰	۶۳۰	ناحیه ۵
۵۳	۲۱۵	۴۶۰	ناحیه ۱
۳۶	۲۹۵	۴۶۰	ناحیه ۲ سناریوی ششم
۴۰	۲۸۰	۴۷۰	ناحیه ۵

۱۸ با یکدیگر مقایسه گردید. نتایج نشان می‌دهد که میزان اختلاف ۲/۲۹ درصد است.

در انتها، به منظور بررسی میزان صلب شدن سازه فریم بوژی فرکانس طبیعی در ۴۰ شکل مود اول قبل و بعد از اضافه کردن تقویتی‌ها استخراج شده و مقادیر آن در شکل

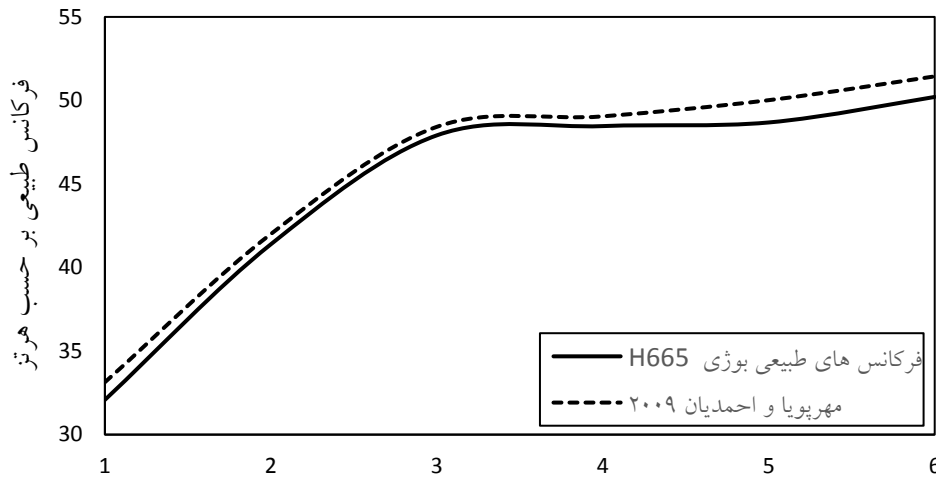


شکل ۱۸. مقدار فرکانس طبیعی در شکل مودهای مختلف فریم بوژی اولیه و بهینه شده تحت بار ۲۲/۵ تن

انجام داده‌اند مقایسه گردید. مطابق شکل ۱۹، اختلاف در مقدار فرکانس طبیعی ۳ درصد استخراج گردید. (مهرپویا و احمدیان، ۲۰۰۹)

همچنین، به منظور بررسی صحت شبیه‌سازی انجام شده، نتایج مربوط به تحلیل فرکانسی بوژی با نتایج کار سایر محققین که آنالیز فرکانسی بوژی باری H665 را





شکل ۱۹. مقایسه مقدار فرکانس طبیعی در شکل مودهای مختلف فریم بوژی با کار سایر محققین

۴۸ درصد کاهش یافت.

ج) در سناریوی چهارم، علاوه بر نواحی قبلی، دو ناحیه نعلی و صفحه زیر کاسه بوژی (نواحی ۴ و ۵) مستعد شکست هستند که با صفحات تقویتی، میزان تنش در این نواحی به طور متوسط ۴۴ درصد کاهش یافت. د) در سناریوی ششم، محل قائمه (ناحیه ۱)، نگهدارنده فنر (ناحیه ۲) و صفحه زیر کاسه بوژی (ناحیه ۵) مستعد شکست هستند که با صفحات تقویتی، میزان تنش به-ترتیب به طور متوسط ۴۴ درصد، ۴۳ درصد و ۴۴ درصد کاهش یافت.

بنابراین، می‌توان دریافت که استفاده از صفحات تقویتی به عنوان راهکاری جهت افزایش بار محوری قابل استفاده است و سبب تقویت بوژی برای شرایط بهره‌برداری با بار محوری ۲۲/۵ تن می‌گردد. همچنین، این افزایش بار محوری در صنعت به مفهوم افزایش بیشتر در ظرفیت حمل بارهای منفرد تنها با افزایش بار محوری و به عبارت دیگر افزایش ظرفیت حمل واگن‌ها است که بدون افزایش طول قطار و مشکلات مانور، و همچنین بدون افزایش تعداد لوکوموتیو در ناوگان، فراهم می‌شود. این امر باعث کاهش هزینه‌های کشنده شده و همچنین افزایش تناژ حمل قطار را به همراه خواهد داشت.

## ۶. نتیجه‌گیری

در این تحقیق، بوژی رومانی H665 بهبودیافته به کمک صفحات تقویتی تحت چهار سناریوی بارگذاری اول، دوم، چهارم و ششم استاندارد اروپایی مورد بررسی قرار گرفت و با بوژی اولیه تحت بار محوری ۲۲/۵ تن مقایسه شد. همچنین، به منظور تعیین نواحی مستعد شکست در هر سناریو، بوژی اولیه تحت بار محوری ۲۰ تن تحلیل گردید و محل‌های دارای تمرکز تنش شناسایی شدند. همچنین، در انتها، به منظور بررسی افزایش صلبیت فریم بوژی در حضور این ورق‌های تقویتی، فرکانس‌های طبیعی مدل اولیه بوژی H665 با مدل بهینه‌شده مقایسه گردید و اطمینان حاصل گردید که تغییرات فرکانس طبیعی کمتر از ۵ درصد و برابر ۲/۲۹ است. نتایج تحلیل هر سناریو نیز به شرح زیر است:

الف) در سناریوی اول، محل قائمه (ناحیه ۱) و نگهدارنده فنر (ناحیه ۲) مستعد شکست هستند که با صفحات تقویتی، میزان تنش در این نواحی به طور متوسط ۵۲ درصد کاهش یافت.

ب) در سناریوی دوم، علاوه بر نواحی قبلی، محل پابند در کف بوژی (ناحیه ۳) مستعد شکست است که با صفحات تقویتی، میزان تنش در این ناحیه به طور متوسط

## ۷. مراجع

- Bubnov, V., Myamlin, S. V. and Mankevych, N. 2013. "Theoretical and experimental investigations of strength properties of cast parts for freight cars bogie with axle load of 245 kN". Doctoral dissertation, Вильнюс, Литва.
- Dižo, J., Harušinec, J. and Blatnický, M. 2017. "Structural analysis of a modified freight wagon bogie frame". In MATEC Web of Conferences (Vol. 134, p. 00010), EDP Sciences.
- Dižo, J., Harušinec, J. and Blatnický, M. 2018. "Computation of modal properties of two types of freight wagon bogie frames using the finite element method". *Manuf. Technol.*, 18(2): 208-214.
- EN 13749. 2011. "Railway applications. Wheelsets and bogies. Method of specifying the structural requirements of bogie frames".
- Ishiguri, K., Kazato, A., Miyahara, K., Niiyama, M. and Sasaki, K. 2017. "Improvement of the lateral ride comfort on railway vehicles by application of pneumatic actuators for centering". *Quarterly Report of RTRI*, 58(1): 14-20.
- Mehrpouya, M. and Ahmadian, H. 2009. "Finite element model updating of railway bogie". 17<sup>th</sup> International Conference on Mechanical Engineering, Iran.
- Melnik, R. and Kostrzewski, M. 2012. "Rail vehicle's suspension monitoring system-analysis of results obtained in tests of the prototype". *Key Eng. Mater.*, 518: 281-288.
- Maňurová, M. and Suchánek, A. 2016. "The analysis of a rail vehicle with a tilting bogie". *Manuf. Technol.*, 16(5): 1020-1027.
- Pokkula, R. and Gupta, T. V. K. 2021. "Finite element method based evaluation of bogie bolster design". *Int. J. Vehicle Struct. Syst.*, 13(2): 160-163.
- Rizvi, D. R. and Bharti, P. K. 2015. "Optimisation of bogie springs for higher axle load wagons". *Int. J. Eng. Res. Technol.*, 4(05): 56-60.
- Shvets, A. O. and Bolotov, O. O. 2019. "Influence of loading from the axle of a gondola car on its dynamic indicators and railway track". *Rolling Stock Train Traction*, 1(79): 151-166.
- Shvets, A. O. 2022. "Dynamic interaction of a freight car body and a three-piece bogie during axle load increase". *Vehicle Syst. Dyn.*, 60(10): 3291-3313.
- Svoboda, M., Soukup, J. and Petrenko, A. 2014. "Use of FEM programs in solving general unbalance simple mechanical system of rigid, flexible stored bodies". In 52<sup>nd</sup> International Conference on Experimental Stress Analysis, EAN (pp. 2-5).
- UIC 566. 1994. "Loadings of coach bodies and their components".
- UIC 517. 2007. "Wagons- Suspension gear- Standardisation".
- Zehsaz, M., Vakili Tahami, F., Ziaei Asl, A. and Ahmadian, F. 2011. "Effect of increasing speed on stress of biaxial bogie frames". *Eng.*, 3(3): 276-284.
- Zhang, D., Tang, Y., Sun, Z. and Peng, Q. 2022. "Optimising the location of wagon gravity centre to improve the curving performance". *Vehicle Syst. Dyn.*, 60(5): 1627-1641.