مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها/ سال ۱۳۹۷/ دوره ۸/ شماره ۱/ صفحه ۲۳-۳۳

مجله علمی پژوهشی مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها

DOI: 10.22044/jsfm.2017.925.0

بهینه‌سازی سازه لکوموتیو با استفاده از قیود فرکانس طبیعی و تنش بیشینه

مهدی غمامی[۱،*]، مسعود شریعت پناهی[۲] و مهدی مندعلی[۳]

[۱] دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران

[۲] دانشیار، دانشگاه تهران، تهران، ایران

[۳] کارشناس تحقیق و توسعه، شرکت مهندسی و ساخت لکوموتیو مپنا، ایران

طرح پژوهشی، تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۰۳/۲۸؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۴/۰۲/۰۸؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۹/۰۸

چکیده

رشد روزافزون صنعت حمل و نقل ریلی در جهان باعث افزایش توجه محققان و مهندسان برای ایجاد تکامل، ایمنی و سرعت بیشتر در این صنعت شده است. در فرآیند طراحی، بررسی فرکانس طبیعی اجزا مختلف سیستم و عدم انطباق آن‌ها بر یکدیگر به منظور جلوگیری از پدیده تشدید از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. در این تحقیق سازه بدنه لکوموتیو مورد نظر، تحت تحلیل مودال و استاتیکی قرار گرفته است. ابتدا مدل اجزا محدود بدنه براساس نقشه‌های ساخت و مشخصات فنی شرکت سازنده لکوموتیو ایجاد گردیده و سپس توسط نتایج موجود از شرکت طراح لکوموتیو صحه‌گذاری می‌شود. با توجه به معیارهای مختلف در طراحی بدنه لکوموتیو، مساله فوق در قالب یک مسئله بهینه‌سازی ارائه می‌شود که با استفاده از الگوریتم‌های بهینه‌سازی نسبت به حل آن اقدام گردیده است. تحلیل استحکام بدنه لکوموتیو برای اطمینان از دارا بودن حداقل استانداردهای طراحی و شناسایی نقاط بحرانی پس از مرحله بهینه‌سازی صورت گرفته است. پاسخ پیشنهادی الگوریتم بهینه‌ساز بر مدل اجزا محدود اعمال شده و نتایج حاکی از موفقیت فرآیند بهینه‌سازی سازه بدنه لکوموتیو است.

کلمات کلیدی: لکوموتیو؛ تحلیل مودال؛ شبکه عصبی مصنوعی؛ الگوریتم مجموعه ذرات؛ تحلیل استاتیکی.

Optimization of Locomotive Body Structures by Natural Frequency and Maximum Stress Constraints

M. Ghamami[1,*], M. Shariat panahi[2], M. Mondali[3]

[1] Ph.D. Student, Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran.

[2] Assoc. Prof., Department of Mechanical Engineering, Tehran University, Tehran, Iran.

[3] R & D expert, MAPNA Locomotive Company, Iran.

Abstract

In today's design, the complexity of system and increasing demand for safer, more efficient and less costly system has created new challenges in science and engineering. Body structures quality based primarily on indicators such as natural frequency, fatigue life and the maximum stress. In the design process, natural frequency identification of the various system's components is important in order to avoid of resonance. In this study, body structures of ER24 locomotive has been studied. A combination of Particle Swarm algorithm (PSO) and artificial neural networks is proposed to find the optimal weight of body structures and Satisfying the natural frequency constraints. Optimization of locomotive's structure has been done with an emphasis on maintaining locomotive abilities in Static and dynamic field. The results indicate that the use of optimization technique in the design process is a powerful and effective tool for improving the main characteristics of structures such as stress, noise & vibration.

Keywords: Locomotive; Modal Analysis; Artificial Neural Network; Particle Swarm Optimization; Static Analysis.

* نویسنده مسئول؛ تلفن: ۳۳۹۱۴۵۸۰-۰۳۱؛ فکس: ۷۷۹۲۰۶۵۱-۰۲۱

آدرس پست الکترونیک: mghamazi@yahoo.com

۱- مقدمه

در گذشته طراحی از طریق تجربه و تست‌های آزمایشگاهی گران قیمت انجام می‌گرفته است. روش‌های تحلیلی تقریباً غیرممکن و یا بسیار سخت بودند. با وجود این تقاضا برای طراحی بهینه که جنبه‌هایی همچون، کاهش وزن، ایمنی و کاهش مصرف سوخت، جنبه‌های اقتصادی، قابلیت بازیافت و در دسترس بودن قطعات را در نظر بگیرند، کاهش نیافت. در طراحی و ساخت کلیه سازه‌های مهندسی تحلیل دینامیکی نقش مهم و کاربردی دارد، اما به علت در دسترس نبودن جواب تحلیلی سازه‌های پیچیده مانند سازه بدنه وسایل نقلیه، مدل‌های تقریبی عددی با استفاده از روش‌های اجزا محدود، تفاضل محدود و المان محدود ارائه و استفاده می‌گردند. از میان روش‌های فوق، روش اجزا محدود کاربرد وسیع‌تری در تحلیل‌های دینامیکی- استاتیکی سازه‌ها دارد.

ارتعاشات ناخواسته از عوامل مضر در کارکرد سیستم‌های دینامیکی است که علاوه بر ایجاد اشکال برای کارکرد صحیح سیستم، باعث خرابی و کاهش عمر سازه می‌شود، مبحث ارتعاش و لرزش در وسایل نقلیه با موتورهای احتراق داخلی دارای اهمیت بسزایی است که از جمله در مورد لکوموتیوها نیز، باید مد نظر قرار بگیرد، همچنین به دلیل طراحی محصول مورد نظر براساس استانداردها و ضوابط مشخص و بکارگیری محصول در شرایط کاری متفاوت از شرایط تولید، این موضوع اهمیت دو چندان می‌یابد. براساس معیارهای پذیرفته شده در صنعت، قضاوت در مورد کیفیت سازه بدنه عمدتا براساس شاخص‌هایی مانند، فرکانس طبیعی، عمر خستگی و حداکثر تنش بوجود آمده در بدنه صورت می‌گیرد. در طراحی از نقطه نظر مهندسی، در مواردی که نیازمند تکرار محاسبات به دفعات زیاد با تغییرات جدید در مدل است، نظیر اعمالی که در الگوریتم بهینه‌سازی صورت می‌پذیرد، استفاده از مدل اجزا محدود بیش از پیش مورد نیاز است.

در سازه‌های بدنه لکوموتیو، اعتبار مدل اجزا محدود می‌بایست مورد بررسی قرار گیرد، یکی از روش‌های بررسی مدل اجزا محدود انجام آزمون دینامیکی است، بدین معنی که فرکانس طبیعی و شکل مودهای نوسانی حاصل از آزمون مودال باید انطباق قابل قبولی با مدل اجزا محدود داشته باشند.

تحقیقات گوناگونی در این زمینه انجام گرفته است که می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

پاپراث و همکاران [۱] به منظور توسعه و بهبود رفتار دینامیکی، شبیه‌سازی سازه متروی وین را به کمک نرم‌افزار آباکوس و سیمپک انجام داده و نتایج را حاصله با نتایج حاصل از تست مودال مدل (مقیاس ۰/۱) مقایسه شده است. پس از المان‌بندی مدل، مدلی با۸۸۰۰۰ المان و ۳۶۹۰۰۰ درجه آزادی بدست آمد. به کمک روش ساده‌سازی گویان، تعداد درجات آزادی به حدود ۱۰۰ درجه آزادی کاهش یافته است، تست مودال در محدوده ۰ تا ۲۰ هرتز صورت گرفته، نتایج حاصل از آنالیز مودال و تست مودال در دو حالت سازه بدنه و سازه کامل (سازه به همراه متعلقات از قبیل بوژی) مقایسه شده است.

ژراردی[1] [۲] آنالیز مودال و تست مودال اینورترلکوموتیو را انجام دادند. با اعمال تغییرات روی مدل اجزا محدود، انطباق قابل قبولی میان نتایج تست و مدل ایجاد گردید. اینورتر دارای وزن کل ۵۰۰۰ کیلوگرم و وزن سازه ۱۰۰۰ کیلوگرم است، تست از نوع ضربه بوسیله چکش و در بازه فرکانس ۲ تا ۶ هرتز در نظر گرفته شده است، مقایسه بین نتایج تست و المان محدود، حاکی از خطای بالا بین نتایج است (۲۵٪)، در نهایت با تبدیل المان‌های صلب به المان میانیاب، خطا بین نتایج المان محدود و تست به کمتر از ۱٪ کاهش می‌یابد.

فیروزبخت و بنادکوکی [۳]، در گام نخست تحلیل استاتیکی سازه بر مبنای قوانین مندرج در استاندارد UIC و در گام بعدی، آنالیز مودال سازه واگن مسافربری را انجام دادند. به کمک نتایج حاصله، اتصالات بحرانی شناسایی و نسبت به بهینه‌سازی سازه اقدام شده است. بهینه‌سازی انجام شده عمدتا در جهت افزایش سختی سازه بوده و یا به منظور کاهش جرم صورت گرفته است. مدل بهینه مورد آنالیز استاتیکی قرار گرفته است تا نسبت به ایمنی آن اطمینان حاصل شود.

در فرآیند طراحی، کنترل فرکانس طبیعی سازه از اهمیت خاصی برخوردار است. از آنجا که اکثر تجهیزات بر

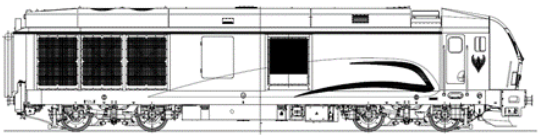
[1] Gherardi

روی سازه بدنه نصب می‌شود، نزدیکی و انطباق فرکانس بدنه با فرکانس طبیعی دیگر تجهیزات و یا تحریک ناشی از جاده مشکلات عدیده‌ای ایجاد می‌کند که به سختی برطرف می‌شوند. این در حالیست که تغییر مودهای محلی ساده‌تر بوده و روش‌های متنوعی به منظور جابجایی و مدیریت مودهای محلی وجود دارد.

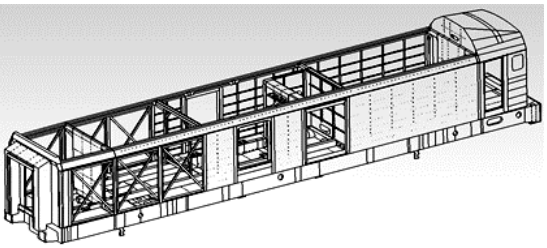
تست مودال تکنیکی تجربی برای بدست آوردن مدل مودال، یک سیستم ارتعاش خطی نامتغیر با زمان است. مبنای تئوری این تکنیک، براساس رابطه بین پاسخ ارتعاشی در یک نقطه از سازه با تحریک در همان نقطه و یا نقطه‌ای دیگر، به صورت تابعی از فرکانس تحریک است. این رابطه که اغلب به صورت یک تابع ریاضی مختلط است، تابع پاسخ فرکانسی[1] و یا به طور خلاصه FRF نامیده می‌شود. انجام تست مودال شامل، اندازه‌گیری پاسخ‌ها و یا پاسخ ضربه سازه است. اندازه‌گیری پاسخ‌ها می‌تواند به سادگی با اعمال یک نیرو (اندازه‌گیری شده) در یک نقطه از سازه در غیاب سایر نیروهای تحریک و اندازه‌گیری پاسخ ارتعاش در یک یا چند نقطه از سازه، انجام شود[۴].

در این تحقیق از مدل کامل (جزءگرا) به منظور تحلیل مودال استفاده شده است. این نوع مدل علی رغم افزایش قابل توجه زمان حل، تقریب‌های مدل کاهش یافته را تا حد بسیار زیادی محدود می‌کند. نقشه ساختمان لکوموتیو به همراه مدل ایزومتریک، در شکل ۱ و ۲ نمایش داده شده است.

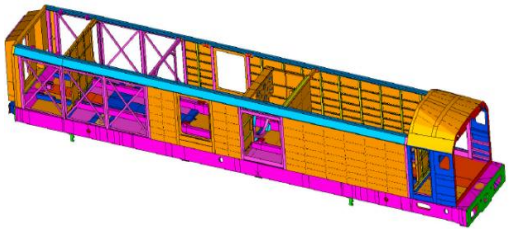
مدل لکوموتیو در این پژوهش، فقط از صفحات با ضخامت‌های مختلف مطابق با سازه لکوموتیو تشکیل شده است، تا حد امکان جزئیات مدلسازی شده است، مدل اجزا محدود تا فرکانس ۳۰ هرتز در تحلیل مودال، مورد بررسی قرار گرفته است. مدل اجزا محدود سازه بدنه لکوموتیو، در شکل ۳ قابل مشاهده است.



شکل ۱- لکوموتیو ER24 (نمای جانبی)



شکل ۲- سازه بدنه لکوموتیو



شکل ۳- مدل اجزا محدود سازه بدنه لکوموتیو در محیط نرم‌افزار (Hyper mesh)

با توجه به نوع شرط مرزی، فرکانس طبیعی اول تا ششم برابر صفر بوده و اولین فرکانس طبیعی غیر صفر، مربوط به مود هفتم است. نتایج تحلیل مودال سازه بدنه لکوموتیو در محیط نرم‌افزار با نتایج تست موجود در صنایع مپنا لکوموتیو، مورد مقایسه قرار گرفته است. از فرکانس طبیعی و شکل مود به منظور معیار انطباق بین نتایج تحلیل مدل اجزا محدود و تست مودال، استفاده شده است. در جدول ۱، فرکانس طبیعی و نوع شکل مود ارائه شده است.

کمتر از سه درصد خطا بین نتایج تحلیل مودال مدل اجزا محدود و نتایج تست سازه واقعی مطلوب است. مشخص نمودن ماهیت مود از روی شکل مود متناظر با آن، چندان کار علمی و عاقلانه‌ای نمی‌باشد و در مورد شکل مودهای ترکیبی و پیچیده نمی‌توان نظر قاطعی داشت. فرکانس‌های طبیعی جزو خواص ذاتی سیستم‌های مکانیکی هستند، در هر سازه مکانیکی با تحریک اجباری، حالت پاسخ رزونانس در فرکانس‌های طبیعی سازه مکانیکی رخ خواهد داد. می‌توان نتیجه گرفت که نمودارهای پاسخ فرکانسی حاصل از یک ورودی خاص، دارای رزونانس‌های غالب در فرکانس‌های وقوع شکل مودهایی خواهد بود که با آن ورودی، تحریک کافی شده‌اند. در نتیجه با ورودی مناسب جهت تحریک شکل مودهای موجود در سازه بدنه، نمودارهای پاسخ فرکانسی را

[1] Frequency Response Function (FRF)

دریافت کرده و فرکانس‌های رزونانس غالب در نمودار را به عنوان فرکانسی طبیعی درنظر می‌گیریم. نمودار پاسخ فرکانسی مدل اجزا محدود (دامنه بر حسب فرکانس)، در شکل ۴ قابل مشاهده است.

اولین پیک ظاهر شده در نمودار مربوط به اولین مود خمشی خواهد بود. با توجه به نقاط پیک نمودار، مشاهده می‌شود که فرکانس طبیعی مدل اجزا محدود با نتایج ارائه شده در جدول ۱ مطابقت دارد.

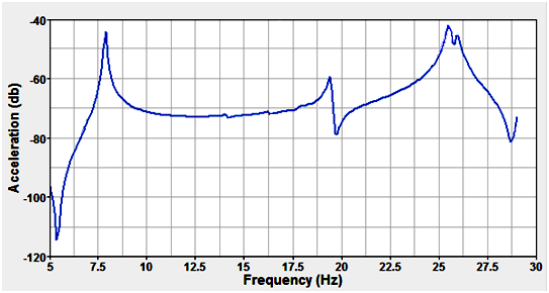
پس از اطمینان از صحت و دقت مدل اجزا محدود، فرآیند بهینه سازی آغاز می‌شود، در این مرحله نیاز به تعریف متغیرها، قیدها و تابع هدف در مسئله بهینه‌سازی خواهیم داشت. در فرآیند بهینه‌سازی لازم است که الگوریتم بهینه‌ساز در هر مرحله میزان بهبود پاسخ‌های بالقوه را بررسی نموده و به سمت روش یا طرح خاصی حرکت نماید. بدین منظور الگوریتم بهینه‌ساز در هر مرحله مقدار تابع هدف را بدست می‌آورد. از آنجا که فراخوانی مقدار تابع هدف و قید توسط مدل المان محدود باعث صرف زمان بسیار می‌شود و به منظور افزایش سرعت فراخوانی، از شبکه عصبی به عنوان جایگزین مدل المان محدود استفاده می‌شود. در بخش بعد در مورد این ابزار و چگونگی استفاده از آن توضیح داده می‌شود.

جدول ۱- فرکانس طبیعی و شکل مود سازه بدنه لکوموتیو

مود	ω_p(Hz)	ω_f(Hz)	شکل مود
۷	۷/۸	۷/۸۷	پیچش
۸	۱۹/۲	۱۹/۴۳	خمش جانبی
۹	۲۴/۹	۲۵/۵۳	خمش طولی

ω_f= فرکانس طبیعی مدل اجزا محدود

ω_p= فرکانس طبیعی سازه بدنه لکوموتیو (تست)



شکل ۴- نمودار پاسخ فرکانسی مدل اجزا محدود

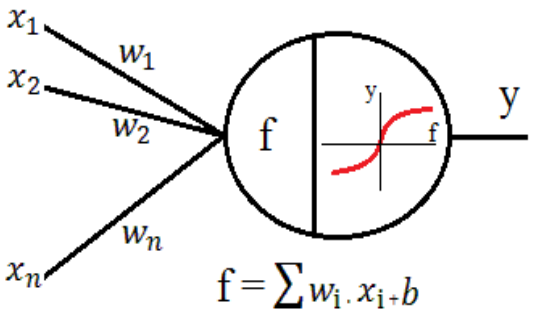
۲- شبکه عصبی مصنوعی

به منظور توصیف شبکه عصبی تعریفی واحد وجود ندارد. اکثر کسانی که در این زمینه فعالیت می‌کنند، در تعریف زیر توافق نظر دارند:

"شبکه عصبی مصنوعی شبکه‌ای است، متشکل از تعداد زیادی پردازنده ساده موسوم به واحدهای پردازشگر که هر کدام ممکن است، دارای مقدار کمی حافظه محلی باشد. این گره‌ها توسط مجاری ارتباطی موسوم به اتصال یا وزن که معمولا داده‌های رقمی را انتقال می‌دهند، به یکدیگر متصل می‌باشند. کلیه واحدها فقط روی داده‌های خود و داده‌هایی که دریافت می‌کنند، عمل می‌نمایند."

شکل ۵ مدل ریاضی یک نرون که ابتدایی‌ترین واحد تشکیل دهنده شبکه عصبی است را نشان می‌دهد. با توجه به شکل ابتدا تابع ترکیب کثرت تمامی ورودی‌های x_i را که از نرون‌های ارسال کننده رسیده‌اند، در قالب یک تابع جمع وزنی که در آن w_i معرف قدرت تحریک سیناپسی است، با یکدیگر ترکیب می‌کند.

برای بیان سطح مقطع تحریک اولیه ذاتی نرون، مقدار اولیه b به حاصل جمع وزنی افزوده می‌شود. پس از انجام عمل ترکیب، تابع فعالیت نرون، سیگنال خروجی y را از سطح تحریک فعالیت f محاسبه می‌کند که حاصل جمع وزنی است . توابع تحریک غیرخطی و صعودی اجازه می‌دهند که آستانه (فرم اشباع پذیری) برای نرون تعریف گردد. در روش پس انتشار خطا، غالباً برای اجرای الگوریتم نیاز به محاسبات چندگانه از مشتقات تابع تحریک داشته و استفاده از توابعی که مشتق آن‌ها به آسانی بدست می‌آیند، جالب توجه خواهد بود[۶].



شکل ۵- مدل ریاضی یک نرون عصبی

غالب این توابع تابع سیگموئیدی تک قطبی[1] و سیگموئیدی دو قطبی[2] هستند که به ترتیب فضای دامنه $[-\infty,+\infty]$ را به محدوده $[0,1]$ و $[-1,1]$ نگاشت می‌کنند، فرم کلی توابع ذکر شده بصورت رابطه ۱ است.

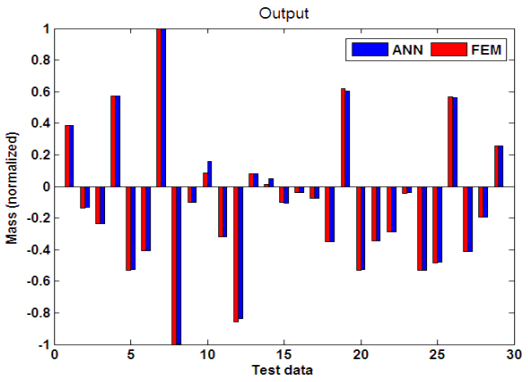
$$\text{unipolar sigmoid} \quad f_1(x)=\frac{1}{1+e^{-x}}$$

$$\text{Hyperbolic Tangent} \quad f_1(x)=\frac{2}{(1+e^{-2x})-1} \qquad (۱)$$

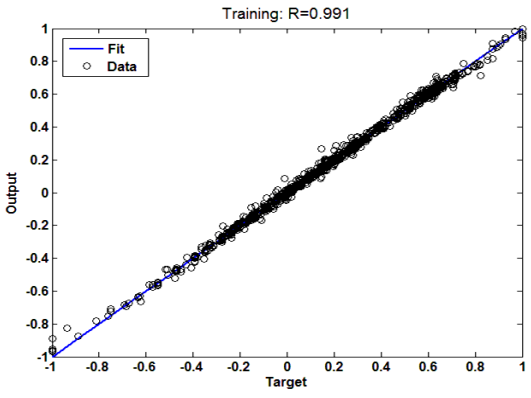
قانون آموزشی بازگشتی[3] که یکی از بهترین روش‌ها برای تربیت شبکه‌های عصبی چندلایه‌ای با روش با نظارت است، دارای پایه و اساس ریاضی بوده، از روش کاهش گرادیان[4] برای تعیین قانون ساده‌سازی وزن‌ها استفاده می‌کند. در این روش، عمل حذف خطا توسط انتشار خطای خروجی شبکه به تمامی ارتباطات لایه‌ها و تغییر وزن‌های آن‌ها انجام می‌پذیرد [۵].

سازه بدنه لکوموتیو مورد نظر در این تحقیق، از ورقه‌های فولادی با ضخامت مختلف تشکیل شده است(سیزده ضخامت متفاوت)، تعداد هشت ضخامت از ضخامت‌های بکار رفته در سازه بدنه که دارای تاثیر بیشتری هستند، به عنوان متغیرهای طراحی در نظر گرفته شده (آنالیز حساسیت)، در نتیجه شبکه عصبی با ۸ نرون لایه ورودی (ضخامت هر ورق) و ۴ نرون لایه خروجی (۳ فرکانس طبیعی اول غیر صفر و جرم سازه) طراحی شده است. با استفاده از نرم‌افزار اجزا محدود، تعداد ۲۹۰ حالت مختلف سازه با ضخامت‌های فرضی (داده) تولید می‌شود و توسط نرم‌افزار تحلیل می‌شوند. داده‌ها شامل ضخامت ورق‌ها، فرکانس طبیعی هفتم تا نهم و جرم سازه است. نود درصد از داده‌ها به منظور آموزش و مابقی به منظور تست شبکه در نظر گرفته شده است.

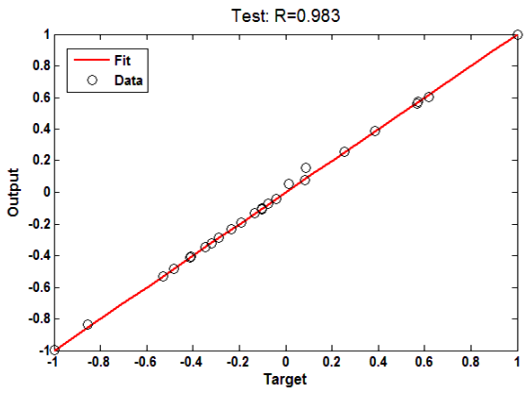
با توجه به شکل شماره ۶، میانگین خطای شبکه عصبی، برابر ۱/۷٪ درصد است و شبکه عصبی جرم و فرکانس طبیعی را با دقتی در حدود ۹۸/۳٪ درصد تخمین می‌زند. شکل ۷ و شکل ۸ به ترتیب، برازش داده‌های تربیت و تست توسط شبکه عصبی را نمایش می‌دهد.



شکل ۶- خروجی شبکه عصبی و مدل اجزا محدود به ازای داده‌های تست (تابع هدف: وزن سازه بدنه)



شکل ۷- برازش داده‌های تربیت توسط شبکه عصبی



شکل ۸- برازش داده‌های تست توسط شبکه عصبی

به منظور دقت مورد نیاز در مرحله بهینه‌سازی، طراحی و آموزش شبکه عصبی مورد نظر با توجه به حداکثر خطای مجاز موفقیت آمیز بوده و براساس آن می‌توان مسئله بهینه-سازی را تعریف کرد.

[1] Unipolar Sigmoid
[2] Bipolar Sigmoid
[3] Back Propagation
[4] Gradient Decent

۳- تعریف مسئله بهینه‌سازی

در فرآیند بهینه‌سازی قصد داشته تا حد ممکن خواص دینامیکی سازه بدون تغییر باقی بماند و جرم سازه بدنه کمترین مقدار خود را حاصل نماید. بدین منظور با حفظ محدوده قابل قبول فرکانس طبیعی و تنش، جرم سازه بدنه کمینه می‌گردد. جرم سازه بدنه، به عنوان تابع هدف و به منظور کمینه‌سازی و از فرکانس طبیعی به عنوان قیود تساوی استفاده شده است. شبکه عصبی فرکانس طبیعی و جرم سازه را پیش‌بینی می‌کند، در نتیجه جرم سازه بدنه به عنوان تابع هدف و فرکانس‌های طبیعی به عنوان قیود در مسئله بهینه‌سازی مقید در نظر گرفته می‌شوند. به منظور افزایش سرعت فرآیند بهینه‌سازی مسئله مورد نظر از تابع جریمه استفاده شده است.

$$\min : \Phi(\{x\}) = f(\{x\}) + r[p(\{x\})]$$

$$P(\{x\}) = \sum_{i=1}^{n} \{\max[0, g_i(\{x\})]^2\} + \sum_{j=1}^{m} \{[h_j(\{x\})]^2\} \quad (۲)$$

پس از بکارگیری روش تابع جریمه، مسئله بهینه‌سازی مقید مذکور به صورت نامقید تعریف می‌شود. تابع جریمه با در نظر گرفتن اثرات قیود تساوی ($h_j(x)$) و نامساوی ($g_i(x)$) و تابع هدف اولیه ($f(x)$)، تابع هدف ثانویه ($\Phi(x)$) را تعریف می‌نماید. ضریب تابع جریمه (r) معمولا عددی ثابت و بزرگ در نظر گرفته می‌شود. استفاده از مقدار ثابت برای این ضریب موجب جستجوی ساده‌تر الگوریتم بهینه‌ساز می‌شود[۶].

۴- بهینه‌سازی

الگوریتم‌های بهینه‌سازی، به دو دسته الگوریتم‌های دقیق[1] و الگوریتم‌های تقریبی[2] تقسیم‌بندی می‌شوند. الگوریتم‌های دقیق قادر به یافتن جواب بهینه به صورت دقیق هستند، در حالیکه در مورد مسایل بهینه‌سازی سخت کارآیی ندارند و زمان حل آن‌ها در این مسایل به صورت نمایی افزایش می‌یابد. در علوم کامپیوتر الگوریتم‌های تقریبی، الگوریتم‌هایی برای پیداکردن راه‌حل‌های تقریبی برای مسایل بهینه‌سازی هستند. این الگوریتم‌ها اغلب برای حل تقریبی مسایل سخت[3] به کار می‌روند، زیرا بسیاری از مسایل بهینه‌سازی از این دسته هستند (در واقع بررسی کردن درستی جواب این گونه مسایل با حل کلی آن‌ها معادل است).

الگوریتم‌های تقریبی قادر به یافتن جواب‌های خوب (نزدیک به بهینه) در زمان حل کوتاه برای مسایل بهینه‌سازی سخت هستند. بسیاری از سیستم‌های زنده و غیر زنده طبیعی، نسبت به سیستم‌های ساخت دست بشر از لحاظ کارآیی برتری کاملی دارند. طراحان سیستم‌های ساخت دست بشر، خواه سیستم‌های مهندسی رایانه‌ای و یا تجاری در توانمندی کارآیی و انعطاف سیستم‌های زیستی در شگفت‌اند، بنابراین به این نتیجه جالب دست یافته‌اند در جایی که توانمندی مورد نظر باشد، طبیعت آن را بهتر انجام می‌دهد. اینگونه تلاش‌ها به ایجاد روش‌های بهینه‌سازی الهام گرفته شده از طبیعت منجر شده است.

تئوری پیچیدگی به ما می‌گوید که مسایل ترکیبی، اغلب چندجمله‌ای نیستند. این مسایل در اندازه‌های کاربردی و عملی خود به قدری بزرگ هستند که نمی‌توان جواب بهینه آن‌ها را در مدت زمان قابل پذیرش به دست آورد. با این وجود، این مسایل باید حل شوند. در این موارد به جواب‌های زیربهینه بسنده می‌گردد، به گونه‌ای که دارای کیفیت قابل قبول بوده و در مدت زمان قابل پذیرش به دست آیند.

چندین رویکرد برای طراحی جواب‌های با کیفیت قابل پذیرش تحت محدودیت زمانی قابل پذیرش پیشنهاد شده است. الگوریتم‌هایی هستند که می‌توانند یافتن جواب‌های خوب در فاصله مشخصی از جواب بهینه را تضمین کنند که به آنها الگوریتم‌های تقریبی می‌گویند. الگوریتم‌های دیگری هستند که تضمین می‌دهند با احتمال بالا جواب نزدیک بهینه تولید کنند که به آنها الگوریتم‌های احتمالی گفته می‌شود. غیر از این دو دسته، می‌توان الگوریتم‌هایی را پذیرفت که هیچ تضمینی در ارائه جواب ندارند، اما براساس شواهد و سوابق نتایج آن‌ها، به طور متوسط بهترین تقابل کیفیت و زمان حل برای مسئله مورد بررسی را به همراه داشته‌اند[۶]. الگوریتم‌های اکتشافی و فراآکتشافی که عمدتا با گروهی از پاسخ‌های بالقوه فرآیند بهینه‌سازی را شروع می-

[1] Exact
[2] Approximate Algortithms
[3] NP-hard

کنند، در این گروه جای می‌گیرند. یکی از سریعترین و موثرترین این الگوریتم‌ها می‌توان به الگوریتم مجموعه ذرات[1] اشاره نمود.

واژه Swarm در زبان انگلیسی به اجتماع دسته انبوهی از جانوران و حشرات اشاره می‌کند. ایده الگوریتم مجموعه ذرات، برای اولین بار توسط کندی و ابرهارت در سال ۱۹۹۵ مطرح شد. این الگوریتم یک الگوریتم محاسبه‌ای تکاملی الهام گرفته از طبیعت و براساس تکرار است. منبع الهام این الگوریتم، رفتار اجتماعی حیوانات، همانند حرکت دسته جمعی پرندگان و ماهی‌ها بود[۷].

الگوریتم از تعداد مشخصی از ذرات تشکیل می‌شود که به طور تصادفی، مقدار اولیه می‌گیرند. برای هر ذره دو مقدار وضعیت و سرعت تعریف می‌شود که به ترتیب با یک بردار مکان و یک بردار سرعت، مدل می‌شوند.

در این الگوریتم، هر پرنده یا ذره، یک جواب ممکن در فضای جستجوی مسأله است. در ابتدا به وسیله گروهی از ذرات که به طور تصادفی در فضای مسأله تولید شده‌اند، به این الگوریتم مقدار می‌دهیم و سپس جستجو برای رسیدن به بهترین جواب آغاز می‌شود. در هر مرحله از تکرار الگوریتم، ذره به سمت موقعیت بهتر جابجا می‌شود.

موقعیت بعدی برای هر ذره با توجه به دو مقدار به دست می‌آید: اولین مقدار، بهترین موقعیتی است که ذره تا کنون داشته است (pbest) و دومین مقدار، بهترین موقعیتی است که همه ذرات تاکنون به دست آورده‌اند (gbest). به بیان دیگر، gbest را می‌توان بهترین pbest در کل گروه در نظر گرفت. این فرآیند تا زمان رسیدن به شرط توقف ادامه پیدا می‌کند. شرط توقف در این الگوریتم، میل کردن سرعت ذرات به سمت صفر یا رسیدن به تعداد تکرارهای در نظر گرفته شده است.

با توجه به مقادیر pbest و gbest، هر ذره از روابط ۳ برای تعیین موقعیت بعدی استفاده می‌کند.

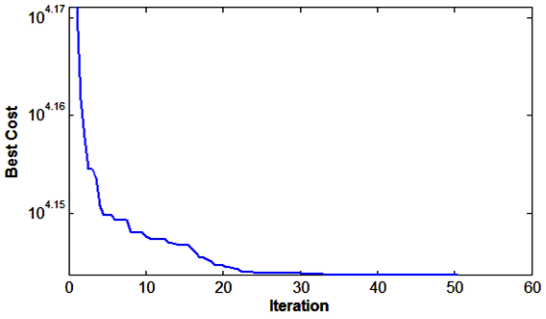
$$v_{ij}(t+1) = w\, v_{ij}(t) + c_1 r_1 (p_{ij}(t) - x_{ij}(t)) + c_2 r_2 (g_{ij}(t) - x_{ij}(t))$$
$$x_{ij}(t+1) = x_{ij}(t) + v_{ij}(t+1) \qquad (۳)$$

در روابط فوق، ثابت‌های c_1 و c_2، پارامترهای یادگیری (میزان تأثیر) را برای gbest و pbest تعیین می‌کنند، مقادیر کم آن‌ها، به ذرات اجازه می‌دهد دور از مناطق هدف حرکت کنند، ولی مقادیر زیاد باعث می‌شود، ذرات حرکت ناگهانی به سوی مناطق هدف داشته باشند. ضرایب یادگیری c_1 و c_2 معمولا در بازه [۲,۰] اختیار می‌شوند (معمولاً ۲). r_1 و r_2 اعدادی تصادفی در محدوده [۱,۰] می‌باشند.

$x_{ij}(t)$ موقعیت کنونی هر ذره، $v_{ij}(t)$ سرعت حرکت ذره در هر مرحله و w کنترل کننده ضریب اینرسی حرکت ذرات است. در ابتدای اجرای الگوریتم، سرعت بیشتر و بعد از مدتی و با نزدیک شدن به پاسخ بهینه کاهش می‌یابد.

الگوریتم با ۱۰۰ ذره که به طور تصادفی در فضای جستجو پخش شده‌اند، فرآیند بهینه‌سازی را شروع می‌کند. میزان ضرایب یادگیری برابر با ۲ فرض شده و حداکثر تعداد تکرار برابر ۵۰ تکرار در نظر گرفته شده است. در صورتی که در فاصله بین دو تکرار بهبود تابع هدف از میزان مشخصی (۰/۰۱) کمتر باشد و یا پس از گذشت ۵ تکرار بهبودی در میزان تابع هدف حاصل نشود، فرآیند بهینه‌سازی قطع می‌شود. نمودار تغییرات تابع هدف ثانویه برحسب تعداد تکرار در شکل ۹ نشان داده شده است.

فرآیند بهینه‌سازی توسط الگوریتم مجموعه ذرات در ۳۳ تکرار به پایان می‌رسد. دلیل پایان روند بهینه‌سازی عدم بهبود تابع هدف به ازای حداقل میزان تعیین شده در دو تکرار متوالی است.



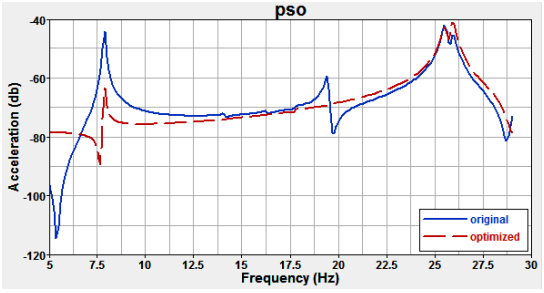
شکل ۹- بهترین پاسخ الگوریتم بهینه‌ساز برحسب تکرار

پس از اجرای الگوریتم بهینه‌ساز، ضخامت‌های بهینه ارائه شده توسط الگوریتم را بر مدل اجزا محدود اعمال نموده، جرم سازه بدنه از ۱۴۶۰۰ کیلوگرم در حالت اولیه به

[1] Particle Swarm Optimization

۱۳۹۲۰/۴ کیلوگرم در حالت بهینه کاهش یافته است که نشان‌دهنده کاهش ۴/۶٪ درصدی در جرم سازه بدنه است.

مشاهده میزان دقت در ارضای قیدهای مسئله بهینه‌سازی نیاز به مشاهده فرکانس طبیعی در حالت اولیه و بهینه دارد. بدین منظور سازه بدنه بهینه را نیز تحریک نموده، نمودار پاسخ فرکانسی سازه بهینه به همراه نمودار پاسخ فرکانسی سازه اولیه رسم شده است.



شکل ۱۰- نمودار پاسخ فرکانسی مدل اولیه و مدل بهینه ارائه شده توسط الگوریتم مجموعه ذرات

الگوریتم بهینه‌ساز در روند کاهش جرم سازه بدنه و ارضای فرکانس‌های طبیعی موفق بوده است و در صورت ارضای تنش‌های بیشینه سازه بدنه در محدوده مجاز، می‌توان ادعا نمود فرآیند بهینه‌سازی به صورت موفقیت آمیز صورت گرفته است. به منظور مشاهده مقدار و توزیع تنش از تحلیل استاتیکی استفاده شده است.

۵- تحلیل استاتیکی

اطمینان از حداقل استحکام مورد نیاز لکوموتیو، به عنوان یکی از اصلی‌ترین ارکان صنعت ریلی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. بنابراین می‌توان استحکام لکوموتیو را معادل استحکام بدنه آن در نظر گرفت. طبق استانداردهای استفاده شده برای تحلیل استاتیکی، بدنه لکوموتیو شامل، تمام اسکلت فوقانی سیستم‌های تعلیق است که قسمت اصلی بار را تحمل می‌کند. بدنه همچنین شامل کلیه قطعاتی است که به طور مستقیم روی توزیع استحکام، سختی و پایداری تاثیر می‌گذارد. تجهیزات مکانیکی و سایر اجزای مستقر روی آن به عنوان بخشی از بدنه لکوموتیو در نظر گرفته نمی‌شود ولی اتصالات آنها بخشی از بدنه بشمار می‌آید در بررسی سازه‌ها با انجام یک آنالیز استاتیکی می‌توان از مقاوم بودن سازه تحت بارهای ساکن و استاتیکی اطمینان حاصل نمود. برای بدست آوردن استحکام سازه‌های وسایل نقلیه بخصوص لکوموتیوها چندین روش وجود دارد که روش‌های عددی و تجربی از جمله آن‌ها است. از پژوهش‌های انجام شده در زمینه تحلیل بدنه لکوموتیو در ایران می‌توان به پژوهش‌های انجام شده توسط کیماسی و رضوانی [۸] هدایت [۹] و لاری و رضوانی [۱۰] اشاره کرد.

با توجه به هزینه نسبتا بالای تمام شده برای تولید یک لکوموتیو و همچنین هزینه زیاد انجام تست‌های تجربی روی لکوموتیو به دلیل وزن و اندازه نسبتا زیاد آن، انجام این تست‌ها برای کلیه لکوموتیوها طراحی شده مقرون به صرفه نبوده و در اکثر موارد توسط تولیدکنندگان انجام نمی‌شود. تولیدکنندگان با انجام این تست‌ها روی یک لکوموتیو و ایجاد مدل آن و صحه‌گذاری مدل، برای لکوموتیوهای مشابه با تغییر دادن مدل ایجاد شده و تحلیل عددی نتایج مورد نظر را استخراج می‌کنند.

تحلیل استاتیکی بدنه لکوموتیو تحت استاندارد اروپایی EN12663 انجام می‌شود که علاوه بر ۱۲ حالت بارگذاری استاتیکی و ۶ حالت بارگذاری دینامیکی، شامل ترمزگیری و شروع به حرکت لکوموتیو در حالت عادی و کوپل شده است. [۱۱]. تنوع بارگذاری استاتیکی استاندارد مورد نظر در شکل ۱۱ نمایش داده شده است.

Load case	Description	Assessment
1	Compressive force of 2000kN applied on the buffers with a superimposed 1.0-fold gravitation force	Static
2	Tensile force of 1500kN applied on the coupler with a superimposed 1.0-fold gravitation force	Static
3	Compressive force of 500kN applied at one side on the buffer with a superimposed 1.0-fold gravitation force	Static
4	Compressive force of 500kN applied diagonally on one buffer with a superimposed 1.0-fold gravitation force	Static
5	Compressive force of 400kN applied on the bottom anti-collision beam of the driver's cab	Static
6	Compressive force of 300kN applied on the anti-collision beam underneath the front window	Static
7	Maximum operating load 1.3g in vertical direction	Static
8	Lifting the locomotive at the front lifting positions, superimposed with 1.1-fold gravitation force	Static
9	Lifting the locomotive at the rear lifting positions, superimposed with 1.1-fold gravitation force	Static
10	Lifting the whole locomotive at the lifting holes in the side sill, superimposed with 1.1-fold gravitation force	Static
11	Lifting the fully equipped locomotive without bogies at the outer lifting positions, superimposed with 1.1-fold gravitation force	Static
12	Lifting the whole locomotive with a vertical offset of 15mm at one of the lifting holes in the side sill, superimposed with 1.1-fold gravitation force	Static

شکل ۱۱- بارگذاری استاتیکی استانداردEN12663 [۱۱].

بدنه لکوموتیو از صفحات فولادی ایجاد شده است که توسط جوشکاری به یکدیگر متصل شده‌اند. فولاد ساختمانی

(S355j2) با حداقل تنش تسلیم ۳۵۵ مگاپاسکال در کل بدنه استفاده شده است، همچنین از فولاد با مقاومت بالاتر (S690QL) در نواحی استفاده می‌شود که تحت تنش‌های خاصی قرار می‌گیرد. ثوابت عمومی فولادهای استفاده شده در سازه بدنه لکوموتیو در جدول ۲ قابل مشاهده است.

تنش‌های مجاز برای فولاد بکار رفته در ضخامت و نواحی مختلف طبق استاندارد (EN10025-3) ارائه شده در جدول ۳ قابل مشاهده است. تنش‌های مجاز برای نواحی غیر جوش طبق این استاندارد، ده درصد بیشتر از میزان تنش‌های مجاز در نواحی جوش خورده است [۱۱].

در شکل ۱۲ نوع بارگذاری و شرط مرزی و در شکل ۱۳ و ۱۴، موقعیت تنش بیشینه و توزیع تنش سازه اولیه لکوموتیو به ازای بارگذاری مورد نظر نمایش داده شده است. در بارگذاری نیروی فشاری ۲۰۰۰۰ کیلو نیوتن به سازه وارد می‌شود، نتایج تحلیل سازه لکوموتیو نشان می‌دهد، بیشترین مقدار تنش در محل A_1 و به میزان ۲۶۱ مگاپاسکال است.

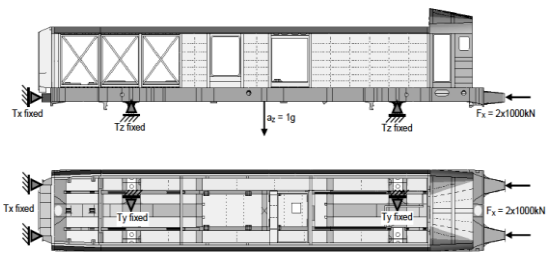
پس از اعمال ضخامت‌های بهینه ارائه شده توسط الگوریتم مجموعه ذرات بر مدل اجزا محدود و انجام تحلیل استاتیکی روی مدل بهینه تحت بارگذاری و شرط مرزی ذکر شده، توزیع تنش سازه بدنه همانند شکل ۱۵ بدست می‌آید.

جدول ۲- ثوابت عمومی فولاد بکار رفته در سازه بدنه

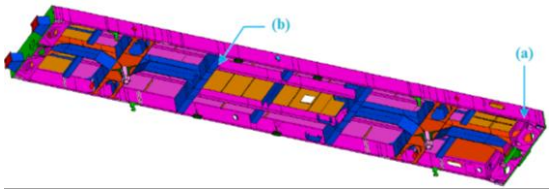
ماده	ضریب پواسون	چگالی	مدول الاستیسیته
فولاد	۰/۳	۷۸۳۰ $^{kg}/_{m^3}$	۲۱۰۰۰۰ $^{N}/_{mm^2}$

جدول ۳- تنش‌های مجاز

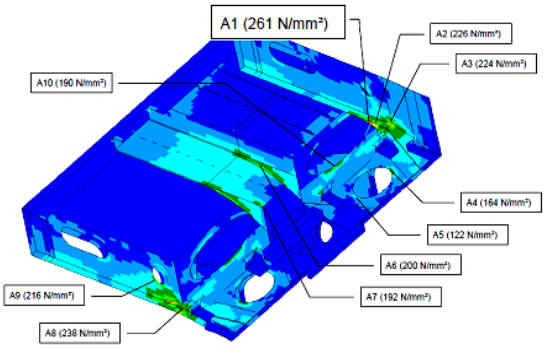
ضخامت ورق (mm)	تنش های مجاز ($^{N}/_{mm^2}$)	
	ناحیه غیر جوش	ناحیه جوش
کمتر از ۱۶	۳۵۵	۳۲۳
بین ۱۶ تا ۴۰	۳۴۵	۳۱



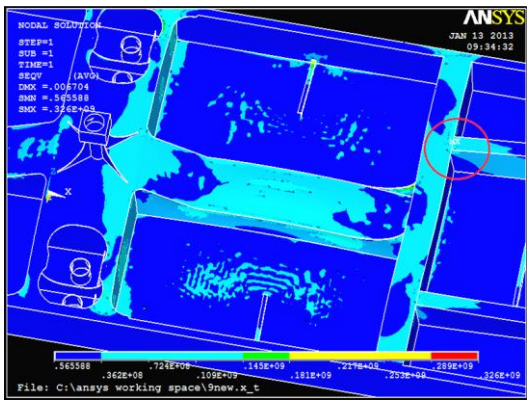
شکل ۱۲- اولین بارگذاری و شرط مرزی تحلیل استاتیکی [۱۲]



شکل ۱۳- محل وقوع تنش بیشینه در سازه به ازای بارگذاری اول، (a) سازه اولیه (b) سازه بهینه



شکل ۱۴- توزیع تنش سازه اولیه (بارگذاری اول) [۱۲]

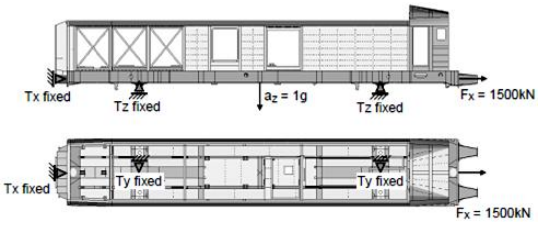


شکل ۱۵- توزیع تنش سازه لکوموتیو به ازای ضخامت‌های بهینه در بارگذاری اول

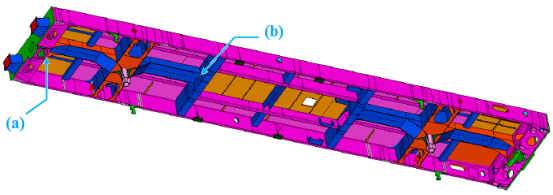
محل وقوع تنش بیشینه در بارگذاری سازه بهینه در شکل فوق نمایش داده شده است، با کاهش جرم سازه بدنه افزایش تنش دور از انتظار نمی‌باشد. محل وقوع تنش بیشینه در سازه بهینه در محل غیر جوش بوده و در محدوده مجاز قرار دارد.

بارگذاری دوم نیز با تغییر نیروی فشاری ۲۰۰۰۰ کیلو نیوتن با نیروی کشش ۱۵۰۰ کیلو نیوتن صورت می‌گیرد. شکل ۱۶، نوع بارگذاری و شرط مرزی و در شکل ۱۷ و ۱۸،

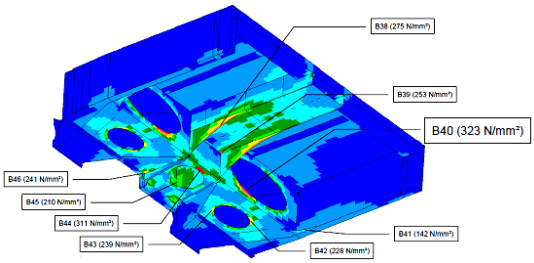
موقعیت تنش بیشینه و توزیع تنش سازه اولیه لکوموتیو به ازای بارگذاری دوم نمایش داده شده است.



شکل ۱۶- دومین بارگذاری و شرط مرزی تحلیل استاتیکی [۱۲]



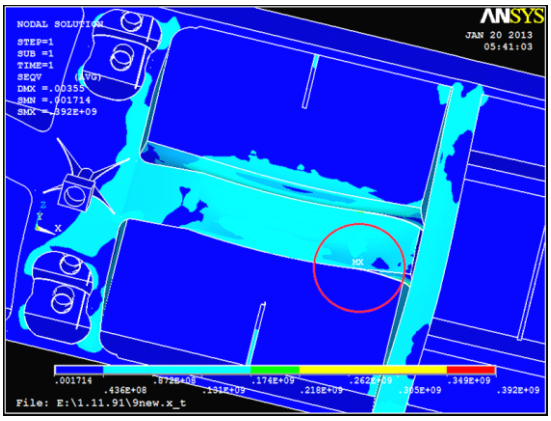
شکل ۱۷- محل وقوع تنش بیشینه در بارگذاری دوم، (a) سازه اولیه (b) سازه بهینه



شکل ۱۸- توزیع تنش سازه لکوموتیو در بارگذاری دوم

برای بدست آوردن ضریب اطمینان و ارزیابی بارگذاری‌های انجام شده، تنش بدست آمده در هر ناحیه با تنش مجاز آن ناحیه مقایسه شده است که به نوع فولاد بکار رفته، ضخامت ورق، جوش و نحوه اتصال ناحیه مورد نظر بستگی دارد. شکل ۱۹ توزیع تنش به ازای ضخامت بهینه در بارگذاری دوم را نمایش می‌دهد.

حداقل ضریب اطمینان برای کلیه بارگذاری‌ها، برابر ۱/۱۵ است. تنش‌های که باعث ایجاد ضریب اطمینانی کمتر از این میزان شوند، تنها در صورتی که تغییر شکل دائمی در سازه ایجاد نکنند، قابل قبول می‌باشند. حداکثر تنش در سازه بهینه، استاندارد مورد نظر را برآورده می‌سازد. این بدان معناست که ضخامت‌های ارائه شده توسط الگوریتم مجموعه ذرات جرم سازه را کاهش می‌دهد، در عین حال فرکانس طبیعی را حفظ می‌کنند و تنش سازه را در محدوده مجاز حفظ می‌کنند و می‌توان فرآیند بهینه‌سازی را موفقیت آمیز دانست.



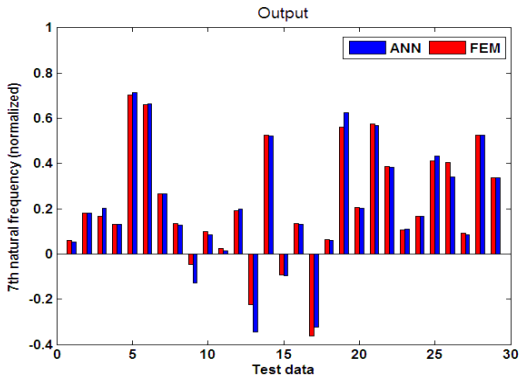
شکل ۱۹- توزیع تنش سازه لکوموتیو به ازای ضخامت‌های بهینه در بارگذاری دوم

۶- نتیجه گیری

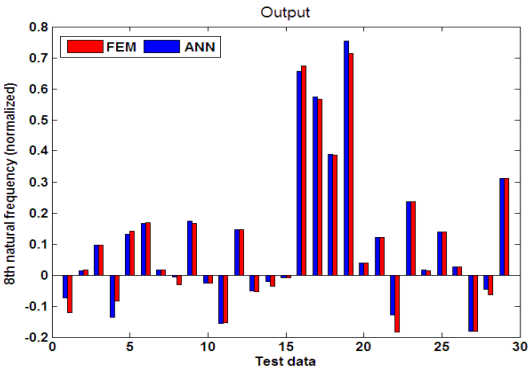
پس از بهینه‌سازی ضخامت‌های سازه بدنه توسط الگوریتم مورد نظر، جرم سازه بدنه کاهش یافته در حالی‌که فرکانس‌های طبیعی ثابت باقی مانده‌اند. با تغییر ضخامت‌های سازه بدنه لکوموتیو و با انجام تحلیل استاتیکی روی سازه بهینه در اکثر موارد ضریب اطمینان ثابت باقی مانده و یا شاهد تغییرات جزئی در مقدار آن هستیم. در موارد نادری که مقدار ضریب اطمینان کاهش می‌یابد، با تغییر طراحی در ناحیه مورد نظر مقدار تنش بیشینه کاهش یافته و ضریب اطمینان در محدوده مجاز قرار خواهد گرفت. در نهایت با کاهش جرم سازه و حفظ خواص استاتیکی و دینامیکی آن در محدوده مجاز می‌توان ادعا نمود، بهینه‌سازی به صورت موفقیت آمیز صورت گرفته است. به عنوان پژوهش آتی می‌توان بهینه سازی توسط الگوریتم‌های چند هدفه و با در نظر گرفتن معیار کمانش و خستگی صورت گیرد.

۷- ضمایم

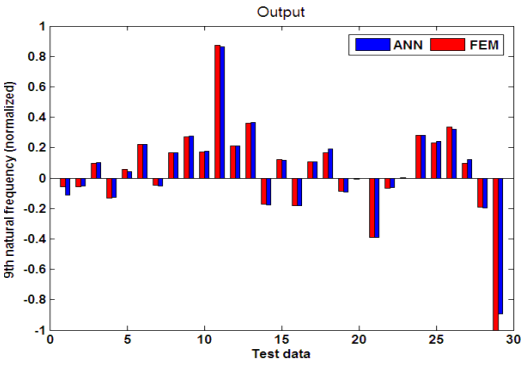
میزان انطباق خروجی شبکه عصبی و مدل اجزا محدود به ازای داده‌های تست (فرکانس طبیعی هفتم تا نهم)



شکل ۲۰- فرکانس طبیعی هفتم



شکل ۲۱- فرکانس طبیعی هشتم



شکل ۲۲- فرکانس طبیعی نهم

۸- مراجع

[1] Popprath S, Benatzky C, Bilik C, Kozek M, Stribersky A, Wassermann J (2006) Experimental modal analysis of a scaled car body for metro vehicles, The thirteenth international congress on sound and vibration, Vienna, Austria.

[2] Gherardi G (2007) Numerical & experimental dynamic analysis of a locomotive inverter, Lms conference, Stuttgart.

[۳] فیروزبخت و، بنادکوکی پ (۱۳۸۷) تحلیل استاتیکی و دینامیکی سازه اسکلت واگن مسافربری. پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه علم و صنعت.

[4] He J, Fu Z F (2001) Modal Analysis. Butterworth-Heinemann Publication.

[5] Menhaj MB (2009) Fundamentals of Neural Networks, Amir Kabir University Publication, Iran.

[6] Rao SS (2009) Engineering optimization: Theory and practice. 4th edn. John Wiley & Sons, Inc.

[7] Kennedy J, Eberhart R (1995) Particle swarm optimization. Proceedings of IEEE International Conference on Neural Networks, Perth, Australia, 1942-1948.

[۸] کیماسی ع، رضوانی م (۱۳۸۷) یافتن اتصالات مهم شاسی. شانزدهمین کنفرانس بین المللی مهندسی مکانیک، دانشگاه باهنر کرمان.

[۹] هدایت پ (۱۳۸۶)، تحلیل استاتیکی شاسی لکوموتیو. پایان نامه کارشناسی، دانشکده مهندسی راه آهن، دانشکده علم و صنعت.

[۱۰] لاری ع، رضوانی م، زرگران ا (۱۳۸۸) تحلیل استاتیکی شاسی لکوموتیو و صحه گذاری مدل. هفدهمین کنفرانس مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران.

[11] CEN (2000) EN 12663, in structural requirements of railway vehicle bosies, ed: Germany.