

بالانس دینامیکی یک محور انعطاف‌پذیر به روش‌های مودال N+2 صفحه‌ای و ضرایب تأثیر به‌شیوه اجزای محدود

عباس رهی
استادیار دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی
پردیس فی و مهندسی شهید عباسپور
دانشگاه شهید بهشتی
a_rahi@sbu.ac.ir

محمد نرگسی*
کارشناس ارشد مهندسی مکانیک
شرکت ملی مناطق نفت‌خیز جنوب
شرکت مهندسی توربین جنوب، تعمیرات توربین آغاچاری
m.narge30@gmail.com

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۳/۱۱/۲۴

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۱۰/۲۷

چکیده

در این مقاله فرایند بالانس دینامیکی یک محور انعطاف‌پذیر به کمک کاربرد همزمان روش مودال N+2 صفحه‌ای، ضرایب تأثیر و اجزای محدود تشریح شده است. قطعه مورد نظر محوری طویل است که با سرعت ۸۰۰۰ دور بر دقیقه می‌چرخد و فرض صلب بودن آن معتبر نیست. پس از ایجاد مدل اجزای محدود محور و با فرض وجود اثر جاذبه و نیروهای اینرسی منتج از سرعت دورانی بالا، نامیزانی در آن ایجاد می‌شود. اثر کیفی نامیزانی به صورت تابعی ریاضی تعریف و به صورت کمی بیان شده است. سپس به کمک نرم‌افزار اجزای محدود تحلیل‌های کوپله سازه‌ای و مودال انجام می‌شود تا سرعت‌های دورانی بحرانی، نیروهای تکیه‌گاهی و حداکثر دامنه‌های ارتعاشی محور مشخص شوند. سپس عمل بالانس دینامیکی به‌شیوه اجزای محدود و با روش مودال N+2 صفحه‌ای مبتنی بر سعی و خطا، همراه با تعیین یک تابع هدف جهت انتخاب بهینه‌ترین حالت و روش محاسباتی ضرایب تأثیر جهت مقایسه و صحت‌سنجی انجام می‌شود. نتایج نشان می‌دهند که با استفاده از روش‌های مذکور می‌توان تغییر شکل‌های ارتعاشی را کنترل کرد، نیروهای تکیه‌گاهی را به میزان قابل توجهی کاهش داد و ورود به وضعیت ناپایداری را تا سرعت‌های دورانی بالاتر از سرعت کارکرد محور به تعویق انداخت و نهایتاً آثار مخرب انعطاف‌پذیری محور را از محدوده سرعت کارکرد دور نمود.

واژگان کلیدی: محورهای انعطاف‌پذیر، بالانس دینامیکی، ضرایب تأثیر، ترازش مودال، اجزای محدود

۱. مقدمه

ماشین‌آلات محسوب می‌شود. این معضل همواره سبب افزایش بار دینامیکی وارد بر محورها، یاتاقان‌ها، پایه‌های

در غالب موارد ارتعاشات عاملی نامطلوب است و از جمله دلایل اصلی خطای کارکرد و آسیب‌دیدگی اجزای متحرک

نگهدارنده و فونداسیون دستگاهها می‌شود. اگرچه عوامل متعددی می‌توانند عامل ایجاد ارتعاشات مکانیکی باشند، اما مسائلی که به‌نحوی با ارتعاشات ماشین‌آلات و تجهیزات دوار با سرعت دورانی کارکرد بالا، همچون توربین‌ها، کمپرسورها و پمپ‌ها سروکار دارند می‌توانند عامل مشترکی به نام نامیزانی، به‌معنای خروج از وضعیت تعادل و عادی عملکرد و ورود به ناحیه تشدید و ناپایداری، را تجربه کنند. بالانس را می‌توان به‌عنوان بهبود توزیع جرمی جسم دوار (محور) به‌گونه‌ای که چرخش آن درون یاتاقان مربوطه بدون وجود آثار نیروی گریز از مرکز آزادانه صورت پذیرد تعریف کرد؛ که البته نیازمند اندازه‌گیری نامیزانی و حذف آن است [۱].

امروزه بالانس محورهای انعطاف‌پذیر از جمله روش‌های مهم برای کاهش ارتعاشات ماشین‌آلات دوار با دور کارکرد بالا در صنایع پیشرفته محسوب می‌شود. بیشتر ماشین‌آلات دوار با دور کارکردی بالا، در سرعتی بالاتر از دور بحرانی اول خود کار می‌کنند، لذا وضعیت بالانس این محورها بعد از بالانس با دور پایین، در دورهای کارکردی بالا تغییر خواهد کرد. در نتیجه انجام بالانس با دور بالا برای آنها ضروری به‌نظر می‌رسد. اصولاً روش‌های بالانس برای این محورها به دو گروه اصلی مودال و ضرایب تأثیر تقسیم می‌شوند [۲].

تزل و شکستادی (۱۹۳۴ م) با استفاده از روش ضرایب تأثیر و بالانس دوصفحه‌ای همراه با دو حسگر اندازه‌گیری ارتعاشات در یک ماشین بالانس، بالانس دینامیکی ماشین‌آلات دوار را مطالعه کردند [۳]. هاپکرک (۱۹۴۰ م) روش ضرایب تأثیر را مورد بررسی قرار داد و نکاتی در زمینه دانش بالانس محورها مطرح کرد [۴]. در این پژوهش، چگونگی بالانس تحلیلی دوصفحه‌ای محورهای انعطاف‌پذیر تنها با توجه به داده‌های مربوط به دامنه ارتعاشات تشریح گردید. گروبل (۱۹۵۳ م) بالانس محور مولد توربین به روش مودال را مطالعه کرد [۵]. در این روش آثار میرایی ناچیز و شکل مودها صفحه‌ای فرض

شدند. پژوهش گروبل، توسط بیشاپ و گلدول (۱۹۵۹ م) با تحلیل و بررسی ارتعاشات و بالانس یک محور انعطاف‌پذیر ادامه و بهبود یافت، به‌طوری‌که مشکلاتی چون بالانس محور در شرایط نزدیک‌بودن مودهای تشدید و برخورد با ارتعاشات پسماند مربوط به مودهای بالاتر بررسی و تحلیل شد [۶]. بوویک و هاگفوس (۱۹۸۶ م) در زمینه بالانس خودکار محورهای انعطاف‌پذیر مطالعاتی کرد [۷]. آنها در پژوهش خود با به‌کارگیری ذرات متحرک در شیارهای تعبیه‌شده روی یک محور انعطاف‌پذیر از نظریه آشفستگی در مورد بالانس یک سیستم محور ساده استفاده کردند و نشان دادند که این امر برای محورهای ساده قابل اعمال است و در صنعت چندان قابل استفاده نیست. دارلو (۱۹۸۷ م) با ترکیب روش‌های بالانس مودال و ضرایب تأثیر، روش بالانس ترکیبی^۱ را برای دستیابی به نتایج بهتر با تعداد کمتر مراحل شروع و توقف مورد بررسی قرار داد [۸]. در این پژوهش مفاهیم نظری، رویه‌های کاربردی اعمال بالانس ترکیبی و چگونگی انجام آزمایش به این روش به تفصیل تشریح شد. لیس و فریزول (۱۹۹۷ م) نامیزانی محورها در ماشین‌آلاتی با پایه‌های انعطاف‌پذیر را بررسی و ارزیابی کردند و مسئله نامیزانی یک محور را با در نظر گرفتن چندین صفحه اصلاح به شکل قابل قبول حل نمودند [۹]. روش آنها پتانسیل لازم برای برآورد سریع و قابل قبول نامیزانی را دارا بود که از پاسخ‌های ارتعاشات اندازه‌گیری‌شده محور در پایه‌های یاتاقان‌ها در مدت زمان حرکت و توقف محور در راستاهای افقی و عمودی به‌منظور تخمین نامیزانی استفاده می‌نمود. یانگ و همکاران (۲۰۰۴ م) یک مدل دینامیکی کوچک را بررسی نمودند و محور را در شرایط سرعت دورانی بالاتر از دومین فرکانس بحرانی، همراه با یاتاقان‌های مغناطیسی بالانس کردند [۱۰]. در این پژوهش از روش تحلیل اجزای محدود به‌خوبی استفاده شد و از بررسی فرکانس‌ها، شکل مودها، پاسخ‌های نامیزانی و تحلیل دور بحرانی برای نمونه آزمایشگاهی محور نتایج قابل قبولی به‌دست آمد. تیواری و چاکراواری (۲۰۰۶ م) با

بررسی یک سیستم چند درجه آزادی محور - یاتاقان انعطاف‌پذیر، الگوریتمی را جهت تخمین همزمان نامیزانی‌های باقی‌مانده در صفحات بالانس و پارامترهای دینامیکی وابسته به سرعت دورانی یاتاقان‌ها ارائه نمودند [۱۱]. از فرضیات تیر تیموشنکو^۲ و آثار ژیرسکوپی در مدل‌سازی اجزای محدود استفاده گردید، الگوریتم ارائه‌شده توانایی مدل‌سازی هر تعداد یاتاقان را دارا بود. در این پژوهش انطباق خوبی بین پارامترهای شناسایی‌شده و پارامترهای در نظر گرفته شده مورد استفاده جهت شبیه‌سازی پاسخ‌ها مشاهده شد. کانگ و همکاران (۲۰۰۸ م) با کاهش تعداد ضرایب تأثیر به بهینه‌سازی بالانس محورهای انعطاف‌پذیر پرداختند [۱۲]. در این پژوهش از تحلیل اجزای محدود به‌منظور شبیه‌سازی بالانس سیستم محور انعطاف‌پذیر و یاتاقان در ترتیب‌های مختلف حسگرها و صفحات اصلاح استفاده گردید. این پژوهش نشان داد که انتخاب مناسب محل حسگرهای اندازه‌گیری و صفحات اصلاح می‌تواند دقت عملیات بالانس را بهبود دهد و در زمان بالانس صرفه‌جویی ایجاد کند. نیک‌روش و بدر (۲۰۱۱ م) به ساخت و آزمایش دستگاه بالانس محورهایی در حال دوران پرداختند [۱۳]. آنها برای آزمایش دستگاه، یک روتور توربین شش مگاواتی به جرم تقریبی ۵۰۰۰ کیلوگرم انتخاب کردند و به این نتیجه رسیدند که با صرف هزینه کم و نصب دستگاه بالانس فعال روی محورهایی نیروگاهی می‌توان نامیزانی دستگاه را حین دوران از بین برد. به‌علاوه مشخص شد که با استفاده از این دستگاه می‌توان به‌تدریج و پیش از عبور نامیزانی دستگاه از حد مجاز، آن را بالانس و پارامترهای بحرانی را در محدوده قابل قبول حفظ کرد.

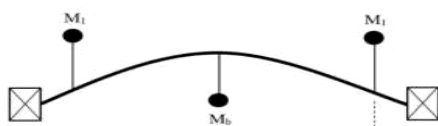
با توجه به مطالعات انجام‌شده، این پژوهش در وهله نخست کاهش نیروهای تکیه‌گاهی محور انعطاف‌پذیر ایزوتروپیک در شرایط ورود به سرعت دورانی بحرانی اول، حفظ این نیروها در یک محدوده قابل قبول و اصلاح حداکثر جابه‌جایی‌های ناشی از شکل مودهای اول و دوم ارتعاشی

محور به روش‌های بالانس مودال و ضرایب تأثیر را مد نظر قرار می‌دهد.

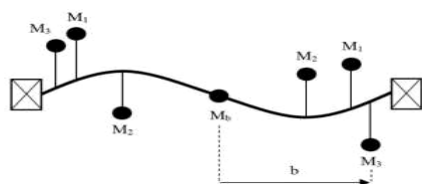
۲. تئوری و مدل‌سازی

۲-۱. روش مودال

این روش بر بالانس محور در سرعت‌های بحرانی گوناگون و شروع از اولین دور بحرانی استوار است. در این روش، جرم‌های اصلاحی باید در صفحات مربوط به شکل هر مود، که دارای بیشترین جابه‌جایی‌اند، در نقطه مقابل جابه‌جایی حداکثر قرار داده شوند. نکته مهم این است که از بین بردن نامیزانی شکل مودهای بالاتر نباید بالانس شکل مود قبل از آن را دچار اختلال و خرابی کند [۱۴]. در روش بالانس مودال $N+2$ صفحه‌ای برای اصلاح هر شکل مود خمشی از دو صفحه و جرم اصلاحی بیشتر استفاده می‌شود. در شکل‌های ۱ و ۲ نمایی از وضعیت قرارگیری جرم‌های اصلاحی جهت بالانس شکل مودهای خمشی اول و دوم یک محور متقارن انعطاف‌پذیر مطابق با روش مذکور نمایش داده شده است.



شکل ۱. اصلاح شکل مود اول خمشی به روش ترازش مودال $N+2$ صفحه‌ای



شکل ۲. اصلاح شکل مود دوم خمشی به روش ترازش مودال $N+2$ صفحه‌ای

نکته حائز اهمیت اینکه جهت بالانس شکل مود خمشی دوم، جرم‌های اضافه‌شده برای اصلاح شکل مود اول روی

محور نگه داشته می‌شوند. روش انجام بالانس مودال بدین صورت است که ابتدا سرعت دورانی محور تا سرعت بحرانی اول افزایش می‌یابد و نیروهای تکیه‌گاهی ثبت می‌شوند. سپس محل مناسب جهت قرارگیری جرم آزمون یا آزمایشی^۳ با توجه به تحلیل مودال اولیه محور و محل حداکثر جابه‌جایی و خمش محور انتخاب می‌گردد. پس از قراردادن جرم‌های آزمون، مجدداً نیروهای تکیه‌گاهی و دامنه ارتعاشات ثبت می‌شوند. با توجه به دو مقدار تعیین‌شده و مراحل مناسب سعی و خطا می‌توان مقدار جرم اصلاحی و محل قرارگیری آن را تعیین کرد.

۲-۲. روش ضرایب تأثیر دو صفحه‌ای

روش ضرایب تأثیر بر این اصل استوار است که ارتعاشات چند ناحیه‌ای اندازه‌گیری شده در طول محور، از نامیزانی متمركز در صفحاتی دلخواه ناشی می‌شود. در حالت عمومی دو صفحه بالانس (راست و چپ) جهت جرم‌گذاری و دو صفحه الف و ب جهت اندازه‌گیری پارامترهای مورد نظر انتخاب می‌شوند. در حالت کلی می‌توان صفحات الف و راست و ب و چپ را دوبه‌دو منطبق بر هم در نظر گرفت. اگر R_1 و L_1 به ترتیب مقادیر اولیه جابه‌جایی، سرعت یا شتاب به ترتیب با زاویه‌های فاز γ_1 و δ_1 نسبت به یک مرجع اولیه (اختلاف برداری نسبت به حالت پایدار قبل از تشدید و ناپایداری) اندازه‌گیری شده در صفحات راست و چپ معین شده باشند، ابتدا جرم T_R در زاویه مشخصی از صفحه راست قرار داده شده و مقادیر R_2 و L_2 با زاویه‌های γ_2 و δ_2 در صفحات الف و ب اندازه‌گیری می‌شوند. اختلاف بین R_1 و R_2 همان تأثیر جرم T_R قرار داده شده در صفحه راست و اندازه‌گیری شده در صفحه الف است. این پارامتر را می‌توان با ضریب تأثیر α_{aR} نشان داد؛ یعنی اثری که جرم قرار داده شده در صفحه اصلاح راست (R) بر حسگر واقع بر صفحه اندازه‌گیری الف می‌گذارد.

$$\alpha_{aR} = \frac{R_2 - R_1}{T_R} \quad (1)$$

در رابطه ۱ تمام پارامترها به صورت برداری در فضای مختلط تعریف می‌شوند. به شکل کاملاً مشابه داریم:

$$\alpha_{bR} = \frac{L_2 - L_1}{T_R} \quad (2)$$

در گام بعد، جرم T_R برداشته شده و جرم T_L در زاویه معلومی از صفحه چپ قرار داده می‌شود. بنابراین همانند مرحله قبل ضرایب تأثیر جرم T_L را خواهیم داشت:

$$\alpha_{aL} = \frac{R_3 - R_1}{T_L} \quad (3)$$

$$\alpha_{bL} = \frac{L_3 - L_1}{T_L} \quad (4)$$

به طوری که در این روابط R_3 و L_3 مشابه مقادیر R_2 و L_2 اما مربوط به T_L هستند. با اندازه‌گیری ارتعاشات، ماتریس دوبعدی ضرایب تأثیر مشخص می‌شود. حال چنانچه دو جرم مطلوب جهت ترازش به صورت W_R و W_L در نظر گرفته شوند، این جرم‌ها باید آثار R_1 و L_1 را خنثی کنند. بنابراین داریم:

$$-R_1 = W_R \alpha_{aR} + W_L \alpha_{aL} \quad (5)$$

$$-L_1 = W_R \alpha_{bR} + W_L \alpha_{bL} \quad (6)$$

$$\begin{Bmatrix} R_1 \\ L_1 \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} \alpha_{aR} & \alpha_{aL} \\ \alpha_{bR} & \alpha_{bL} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} W_R \\ W_L \end{Bmatrix} \quad (7)$$

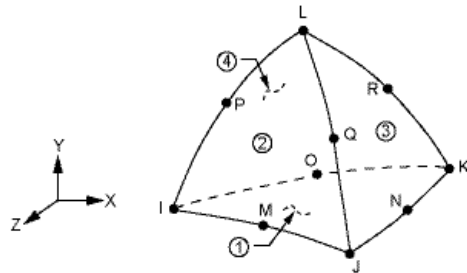
حال با حل دستگاه معادلات ۷ جرم‌های مورد نیاز جهت ترازش محور در دو صفحه در نظر گرفته شده به صورت برداری محاسبه می‌شوند.

$$W_R = \frac{-L_1 \times \alpha_{aL} - R_1 \times \alpha_{bL}}{\alpha_{aR} \times \alpha_{bL} - \alpha_{bR} \times \alpha_{aL}} \quad (8)$$

$$W_L = \frac{-R_1 \times \alpha_{bR} - L_1 \times \alpha_{aR}}{\alpha_{aR} \times \alpha_{bL} - \alpha_{bR} \times \alpha_{aL}} \quad (9)$$

در این مقاله، ابتدا مدل هندسی یک محور استوانه‌ای بلند با شعاع ۶ سانتی‌متر و طول ۲ متر در نظر گرفته شده است. پس از تعریف خاصیت فیزیکی چگالی برابر با ۷۸۵۰ کیلوگرم بر متر مکعب و خواص مکانیکی مدول الاستیسیته و ضریب پواسون به ترتیب معادل ۲۰۰ گیگاپاسکال و ۰/۳ برای ماده، از المان سالیید^۴ ۱۸۷ برای تحلیل اجزای محدود محور استفاده شد که یک المان چهار وجهی ده‌گره‌ای (دارای قابلیت تقریب

جابه‌جایی‌ها با استفاده از توابع درجه دو) با سه درجه آزادی جابه‌جایی در راستای محورهای مختصات در هر گره است [۱۵]. در شکل ۳، نمایی از المان سالیید ۱۸۷ و در شکل ۴ نمونه‌ای از مدل شبکه‌بندی شده محور نمایش داده شده است. این مدل از ۳۱۷۱ المان دارای گره میانی و ۶۰۵ گره تشکیل شده است.



شکل ۳. نمایی از المان سالیید ۱۸۷

در این مقاله برای مدل‌سازی یاتاقان‌ها اعمال شرایط مرزی برگزیده شده است. به منظور اعمال شرایط مرزی، گره‌های وسط سطوح جانبی (شکل ۴) در تمام راستاها ثابت (تکیه‌گاه ثابت) و سایر گره‌های این سطوح فقط در راستای شعاعی مقید شده‌اند. بنابراین می‌توانند حول محور z آزادانه بچرخند. مزیت مهم این روش مدل‌سازی رفتار یاتاقان این است که می‌توان به صورت جداگانه نیروهای تکیه‌گاهی و تغییرات آنها را طی یک دوران محور، در محل گره میانی سطوح جانبی تعیین کرد. با تنظیم شرایط مرزی جابه‌جایی و مقید کردن گره‌ها به صورت تشریح شده، بارگذاری مسئله در تحلیل مودال با اعمال شتاب گرانش در جهت y و سرعت دورانی 8000 دور بر دقیقه حول محور z تکمیل شده که با انجام این تحلیل می‌توان فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای اول و دوم ارتعاشی محور را استخراج کرد. با افزایش تدریجی سرعت دورانی از صفر تا 8000 دور بر دقیقه نیز می‌توان ابتدا تغییرات حداکثر مقادیر دامنه‌های ارتعاشی را ثبت کرد و وضعیت بحرانی شدن شرایط محور با رسیدن به سرعت دورانی بحرانی اول را مورد ارزیابی قرار داد. با انتقال نتایج مربوط به تحلیل سازه‌ای به تحلیل

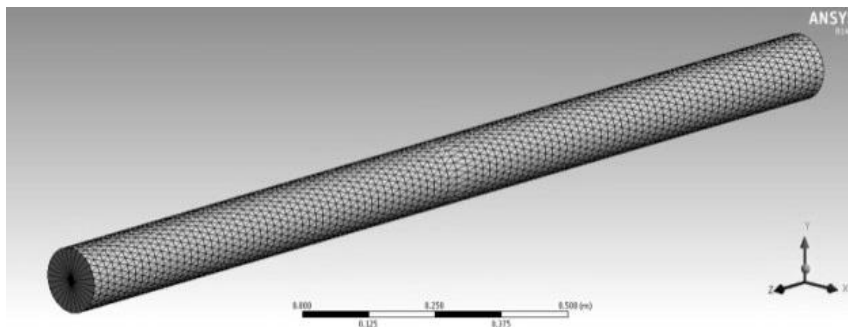
مودال می‌توان یک تحلیل میدانی کوپله ایجاد کرد تا بتوان اثر ارتعاشات محور با تغییرات سرعت دورانی بر نیروهای تکیه‌گاهی قابل استخراج در نقاط میانی سطوح جانبی محور مورد بررسی قرار داده و اطلاعات لازم اولیه جهت شروع فرایند بالانس دینامیکی حاصل گردد. مدل اجزای محدود بارگذاری شده در شکل ۵ نمایش داده شده است. در این مقاله فرض آثار اینرسی در قسمت تحلیل مودال اعمال شده که می‌تواند با توجه به جرم‌های قرار داده شده روی محور حائز اهمیت باشد و سبب افزایش نیروهای تکیه‌گاهی گردد. نیروی اینرسی به وجود آمده می‌تواند ناشی از جرم‌های نامیزانی یا ورود به سرعت دورانی بحرانی حتی در غیاب جرم‌های نامیزانی باشد، که در این مقاله حالت دوم در نظر گرفته شد. همچنین برای بررسی تغییرات نیروهای تکیه‌گاهی در یک دوران کامل محور از تحلیل سازه‌ای گذرا استفاده شده است.

۳-۲. مدل‌سازی جرم‌های آزمایشی ترازش

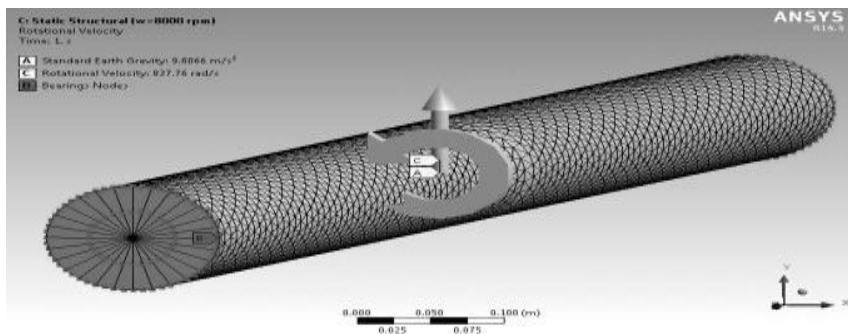
در این مقاله مدل‌سازی جرم‌های آزمایشی در نرم‌افزار سالیید ورکس^۵ به این ترتیب انجام شد که یک ترسیم دوبعدی مستطیلی با ابعاد مشخص در راستاهای y و z (با فرض راستای z به عنوان محور دوران) چسبیده به محور ایجاد شد و سپس بعد سوم آن با دوران ترسیم دوبعدی به اندازه ۱۵ درجه ($7/5$ درجه از هر طرف)، ۱۰ درجه (۵ درجه از هر طرف) یا در مواردی ۵ درجه ($2/5$ درجه از هر طرف) حول محور در محیط نرم‌افزار ایجاد گردید. حجم ایجاد شده با مدل هندسی اولیه محور ادغام^۶ می‌شود و مدل واحدی به چگالی محور را تشکیل می‌دهد. مقدار جرم اصلاحی با توجه به چگالی و حجم آن در محیط نرم‌افزار مشخص می‌گردد. در هر مرحله با تغییر ابعاد ترسیم دوبعدی و میزان ثقل آن حول محور دوران را تغییر داد. تغییر مدل، فراخوانی آن به محیط نرم‌افزار اجزای محدود و انجام تحلیل‌های مودال و سازه‌ای تا جایی تکرار می‌شود که نتایج مربوط به

مقدار تابع هدف تعریف شده به ازای هر یک از آنها تعیین می‌گردد تا بهترین پاسخ انتخاب و تحلیل دقیق‌تر انجام شود.

مودهای ارتعاشی (حداکثر دامنه ارتعاشی) و نیروهای تکیه‌گاهی به شکل مطلوب اصلاح شوند. با ثبت نتایج،



شکل ۴: نمای از مدل اجزای محدود محور شامل ۳۱۷۱ المان و ۶۰۰۵ گره



شکل ۵: مدل اجزای محدود بارگذاری شده

جدول ۱. مشخصات هندسی جرم‌های آزمایشی برای انتخاب جرم مرکزی اصلاح شکل مود اول به روش N+2 صفحه‌ای

ردیف	بعد ترسیم دوبعدی در راستای Y (میلی‌متر)	بعد ترسیم دوبعدی در راستای Z (میلی‌متر)	جرم (گرم)
۱	۷/۵	۲۵	۱۶/۳۷۷
۲	۶/۰	۳۵	۱۸/۱۲۶
۳	۵/۰	۳۸/۵	۱۶/۴۸۴
۴	۱۰/۰	۲۱/۵	۱۷/۸۱۱
۵	۱۱/۱	۲۰/۵	۲۰/۴۳۶

جدول ۲. مشخصات هندسی جرم‌های آزمایشی برای اصلاح شکل مود اول به روش N+2 صفحه‌ای

ردیف	بعد ترسیم دوبعدی در راستای Y (میلی‌متر)	بعد ترسیم دوبعدی در راستای Z (میلی‌متر)	جرم (گرم)
۱	۸/۵	۲۱/۰	۱۵/۷۱۳
۲	۷/۵	۲۰/۰	۱۳/۱۰۱
۳	۸/۵	۲۴/۵	۱۸/۳۳۲
۴	۱۰/۵	۱۳/۵	۱۲/۶۷۲
۵	۸/۰	۲۰/۰	۱۴/۰۳۰

جدول ۳. مشخصات هندسی جرم‌های آزمایشی برای اصلاح شکل مود دوم به روش N+2 صفحه‌ای

ردیف	بعد ترسیم دوبعدی M2 در راستای y (میلی‌متر)	بعد ترسیم دوبعدی M2 در راستای z (میلی‌متر)	بعد ترسیم دوبعدی M3 در راستای y (میلی‌متر)	بعد ترسیم دوبعدی M3 در راستای z (میلی‌متر)	جرم M2 (گرم)	جرم M3 (گرم)
۱	۱۰	۲۰/۰	۵	۱۲/۵	۱۷/۸۱۱	۵/۳۵۲
۲	۷/۵	۲۲/۰	۵	۱۵	۱۴/۴۱۲	۶/۴۲۲
۳	۹/۵	۲۱/۰	۶/۵	۱۴/۵	۱۷/۶۹۸	۸/۱۶۷
۴	۱۰/۵	۲۵/۰	۵	۱۷/۵	۲۳/۴۶۷	۷/۴۹۳
۵	۸/۰	۲۳/۵	۴/۵	۱۶/۵	۱۶/۴۳۹	۶/۳۳۳

جدول ۴. نتایج ارزیابی کیفیت شبکه اجزای محدود

حالت	اندازه کلی المان تعیین شده (میلی‌متر)	تعداد المان‌ها	تعداد گره‌ها	انرژی کرنشی کل المان‌ها
حالت اول	۳۰	۲۸۶۰	۵۴۴۸	۱/۷۷۱۲
حالت دوم	پیش فرض	۳۱۷۱	۶۰۰۵	۱/۷۷۲۱
حالت سوم	۲۰	۷۷۹۴	۱۴۴۱۳	۱/۷۷۶۶
حالت چهارم	۱۰	۴۰۳۹۷	۷۰۶۸۸	۱/۷۷۷۸

۳. نتایج عددی

۳-۱. ارزیابی کیفیت شبکه اجزای محدود

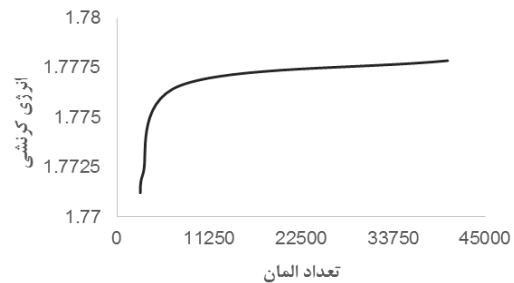
اجزای محدود روشی عددی جهت درون‌یابی پاسخ با استفاده از توابع تقریب جابه‌جایی است که دقت پاسخ‌های آن می‌تواند تحت تأثیر شکل و اندازه المان‌ها قرار بگیرد. به همین جهت معمولاً در پژوهش‌های مبتنی بر این روش تغییرات پاسخ به ازای اندازه المان‌های مختلف مورد بررسی قرار می‌گیرد (آزمایش همگرایی پاسخ). در این مقاله معیار انرژی کرنشی کلی سازه جهت پذیرفتن کیفیت مدل شبکه‌بندی در نظر گرفته شد. بر این اساس، با ریزتر کردن المان‌ها انرژی کرنشی کلی سازه (مجموع انرژی کرنشی تمام المان‌ها) باید به سمت عددی همگرا شود. در جدول ۴ نتایج حاصل از ارزیابی کیفیت شبکه اجزای محدود شامل اندازه و تعداد المان‌ها، تعداد گره‌ها و مقدار انرژی کرنشی کل مدل اجزای محدود نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که با افزایش تعداد المان‌ها، انرژی کرنشی کل در حال همگرا شدن است. این مسئله نشان می‌دهد نتایج روش اجزای محدود به شکل و تعداد المان‌ها بستگی ندارد. جهت انجام

تحلیل سازه‌ای - مودال با توجه به مراحل فراوان سعی و خطا و نیاز به تحلیل دقیق افزایش سرعت دورانی محور بالانس شده از صفر تا ۸۵۰۰ دور بر دقیقه در ۴۲۵۰ زیرگام، حالت دوم شبکه‌بندی ارائه شده در جدول ۴ انتخاب شد که در آن تعادل مناسبی بین کیفیت مدل اجزای محدود از لحاظ انطباق بر مدل هندسی و زمان‌بر بودن اجرای مراحل سعی و خطا برقرار است. در این حالت، مقدار اندازه کلی المان‌ها به صورت پیش فرض نرم‌افزار اجزای محدود (تعیین شده با توجه به ابعاد مدل هندسی) در نظر گرفته شده که در آن صافی سطوح^۷ مدل بالا و اندازه المان‌ها ریز تعریف می‌شود.

۳-۲. تحلیل سازه‌ای - مودال محور قبل از ترازش

همان‌گونه که در جدول ۵ مشاهده می‌شود، با افزایش سرعت دورانی محور، فرکانس‌های بحرانی اول و دوم چندان تحت تأثیر قرار نمی‌گیرند. سرعت دورانی بحرانی اول حدود ۷۹۷۷/۶ دور بر دقیقه و سرعت دورانی بحرانی

دوم حدود ۲۱۴۹۵/۶ دور بر دقیقه است. بنابراین در مسئله حاضر سرعت دورانی کاری محور ۸۰۰۰ دور بر دقیقه، نزدیک به سرعت دورانی بحرانی اول محور (ردیف آخر جدول) است که به ازای آن افزایش چشمگیر نیروهای تکیه‌گاهی اتفاق می‌افتد. در شکل‌های ۷ و ۸ شکل مودهای ارتعاشی اول و دوم محور به ازای سرعت دورانی ۸۰۰۰ دور بر دقیقه تحت شتاب گرانش مشاهده می‌شود.



شکل ۶. نمودار همگرایی انرژی کرنشی کل بر حسب تعداد المان‌ها



شکل ۷. شکل مود ارتعاشی اول محور پیش از ترازش بر حسب متر



شکل ۸. شکل مود ارتعاشی دوم محور پیش از ترازش بر حسب متر

۳-۳. ترازش شکل مودهای اول و دوم ارتعاشی محور به روش N+2 صفحه‌ای

در جدول ۱ تعداد پنج حالت از مشخصات هندسی و مقادیر جرم حجم‌های اضافه‌شده به‌عنوان نمونه تحت زاویه دوران ۱۰ درجه ارائه شد. در ادامه، در جدول ۶ نتایج تحلیل‌های مودال و سازه‌ای متناظر با این حالت‌ها، شامل دامنه‌های حداکثر شکل مودهای اول و دوم و حداکثر برابند نیروهای تکیه‌گاهی در یک دوران کامل از محور مشاهده می‌شود. با

توجه به نتایج حاصل از جدول ۶ بهترین حالت انتخابی برای جرم اصلاحی صفحه میانی جرم ۲۰/۴۳۶ گرمی است. برای پذیرش پاسخ مناسب از میان نتایج در مراحل بعد، به تعریف معیاری وابسته به دامنه‌های ارتعاشی مربوط به شکل مودهای اول و دوم و حداکثر برابند نیروهای تکیه‌گاهی در یک دوران کامل محور نیاز است. برای این منظور، تابع هدف H به‌صورت رابطه ۱۰ تعریف می‌شود که در آن D_{a1} حداکثر دامنه ارتعاشی مربوط به شکل مود اول پس از ترازش، D_{a2} حداکثر دامنه ارتعاشی مربوط به شکل مود دوم پس از ترازش، F_a حداکثر برابند نیروهای تکیه‌گاهی در یک دوران کامل محور پس از ترازش، D_{b1} حداکثر دامنه ارتعاشی مربوط به شکل مود اول پیش از ترازش (معادل ۸۶/۰۹۴ میلی‌متر)، D_{b2} حداکثر دامنه ارتعاشی مربوط به شکل مود دوم پیش از ترازش (برابر ۸۰/۷۳۵ میلی‌متر) و F_b حداکثر برابند نیروهای تکیه‌گاهی در یک دوران کامل محور پیش از ترازش (معادل ۲۷۳۸۶ نیوتن) است و α_1 ، α_2 و α_3 ضرایب وزنی تابع هدف H می‌باشند.

$$H = \sqrt{\alpha_1 \left(\frac{D_{a1}}{D_{b1}} \right)^2 + \alpha_2 \left(\frac{D_{a2}}{D_{b2}} \right)^2 + \alpha_3 \left(\frac{F_a}{F_b} \right)^2} \quad (10)$$

تابع وزنی ۱۰ به شکل پرکاربرد جذر مجموع مربعات پارامترهای (بی‌بعد) مورد نظر در مقاله حاضر تعریف شده است که در آن ضرایب وزنی با توجه به اهمیت پارامترها به‌صورت ۱۱ تعیین می‌شوند. مرحله‌ای از سعی و خطای مربوط به ترازش شکل مود دوم که به ازای آن کمترین مقدار تابع هدف حاصل گردد، به‌عنوان پاسخ نهایی روش ترازش انتخاب می‌شود.

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 0.06 \\ \alpha_2 &= 0.003 \\ \alpha_3 &= 1.5 \end{aligned} \quad (11)$$

با در نظر گرفتن جرم M_b برابر با ۲۰/۴۳۶ گرم در وسط محور، پنج حالت از مشخصات هندسی و مقادیر جرم حجم‌های افزوده‌شده برای ترازش مود اول به روش N+2

صفحه‌ای در جدول ۲ گزارش می‌شود. در جدول‌های ۷ و ۸ شامل دامنه‌های حداکثر شکل مودهای اول و دوم و حداکثر نتایج تحلیل‌های مودال و سازه‌ای متناظر با این حالت‌ها، برابند نیروهای تکیه‌گاهی در یک دوران کامل آمده است.

جدول ۵. نتایج تحلیل سازه‌ای - مودال محور پیش از ترازش، به ازای پنج حالت سرعت دورانی

سرعت دورانی (دور بر دقیقه)	فرکانس بحرانی اول (هرتز)	فرکانس بحرانی دوم (هرتز)	بازه تغییرات برابند نیروهای تکیه‌گاهی (نیوتن)	دامنه حداکثر شکل مود اول (میلی‌متر)	دامنه حداکثر شکل مود دوم (میلی‌متر)
۰	۱۳۳/۰۲	۳۵۹/۱۵	۲۹/۷۷۴	۱۱۹/۱۱	۱۱۳/۱۳
۳۰۰۰	۱۳۲/۹۴	۳۵۸/۷۴	۳۱۵/۱۷-۳۲۲/۹۶	۸۶/۷۶۴	۸۱/۹۲۷
۶۰۰۰	۱۳۲/۹۲	۳۵۸/۴۲	۳۱۵/۱۵-۳۲۴/۵۳	۸۵/۵۱۶	۸۰/۹۷۴
۷۰۰۰	۱۳۲/۹۴	۳۵۸/۳۳	۱۷۱۹/۰-۱۷۴۲/۷	۸۵/۳۴۵	۸۰/۸۳۸
۸۰۰۰	۱۳۲/۹۶	۳۵۸/۲۶	۲۷۳۸۶-۴۵۷/۹۷	۸۶/۰۹۴	۸۰/۷۳۵

جدول ۶. نتایج تحلیل‌های مودال و سازه‌ای پنج مرحله سعی و خطا برای انتخاب جرم مرکزی اصلاح شکل مود اول به روش N+2 صفحه‌ای

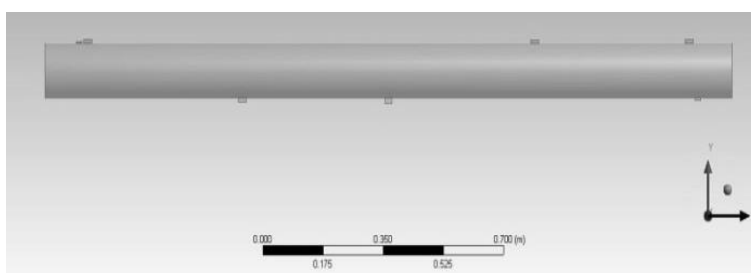
ردیف	دامنه حداکثر شکل مود اول (میلی‌متر)	دامنه حداکثر شکل مود دوم (میلی‌متر)	حداکثر برابند نیروی تکیه‌گاهی (نیوتن)
۱	۸۳/۵۹۲	۸۰/۳۳۸	۳۷۴/۱
۲	۸۲/۷۰۱	۷۹/۹۹۵	۴۰۳۹/۱
۳	۸۲/۸۲۹	۷۹/۷۳۹	۷۳۷۴/۶
۴	۸۳/۳۳۴	۸۰/۲۰۹	۵۶۳۴/۴
۵	۸۳/۱۴۱	۷۹/۷۹۴	۲۳۲۹/۷

جدول ۷. نتایج تحلیل‌های مودال و سازه‌ای پنج مرحله سعی و خطا برای اصلاح شکل مود اول به روش N+2 صفحه‌ای

ردیف	دامنه حداکثر شکل مود اول (میلی‌متر)	دامنه حداکثر شکل مود دوم (میلی‌متر)	حداکثر برابند نیروی تکیه‌گاهی (نیوتن)	کاهش دامنه شکل مود اول	کاهش دامنه شکل مود دوم	کاهش برابند نیروی تکیه‌گاهی
۱	۸۱/۳۳۳	۷۹/۴۷۶	۳۸۵۲/۴	%۵/۵۳	%۱/۵۶	%۸۵/۹۳
۲	۸۱/۷۳۸	۷۹/۳۵۳	۲۶۰۰/۷	%۵	%۱/۷۱	%۹۰/۵
۳	۸۰/۴۶۸	۷۸/۷۸۳	۲۲۶۷/۲	%۶/۵۳	%۲/۴۲	%۹۱/۷
۴	۸۰/۸۳۲	۷۸/۳۵۷	۲۷۱۲/۴	%۶/۱۱	%۲/۹۴	%۹۰
۵	۸۱/۴۸۶	۷۹/۲۹۲	۳۲۴۰/۱	%۵/۳۵	%۱/۷۸	%۸۸/۱۷

جدول ۸ نتایج تحلیل‌های مودال و سازه‌ای پنج مرحله سعی و خطا برای اصلاح شکل مود دوم به روش N+2 صفحه‌ای

ردیف	دامنه حداکثر شکل مود اول (میلی‌متر)	دامنه حداکثر شکل مود دوم (میلی‌متر)	حداکثر برابند نیروی تکیه‌گاهی در $Z = +1$ m (نیوتن)	حداکثر برابند نیروی تکیه‌گاهی در $Z = -1$ m (نیوتن)	مقدار تابع هدف (بی‌بعد)
۱	۷۹/۳۵۷	۷۷/۱۰۳	۴۶۳۶/۷	۷۲۶۶/۰	۰/۳۹۹۱
۲	۷۸/۸۵۱	۷۶/۹۵۶	۲۷۲۰/۰	۲۶۱۳/۳	۰/۲۶۰۵
۳	۸۰/۱۶۴	۷۷/۴۸۲	۵۷۱۵/۶	۳۲۲۱/۴	۰/۳۴۶۶
۴	۷۹/۱۲۵	۷۶/۵۹۶	۳۳۲۵/۶	۴۱۱۶/۸	۰/۲۹۵۴
۵	۷۸/۸۳۰	۷۶/۷۶۳	۲۴۳۳/۰	۲۵۶۴/۹	۰/۲۵۷۲



شکل ۹. مدل هندسی نهایی محور ترازش شده به روش N+2 صفحه‌ای

۴-۳. ترازش محور به روش ضرایب تأثیر دو صفحه‌ای

ابتدا به ازای دو صفحه ترازش و اندازه‌گیری، مقادیر جابه‌جایی حداکثر گره‌های حلقه‌ای شکل راست و چپ، در حالت سرعت دورانی ۷۰۰۰ دور بر دقیقه (حالت پایدار قبل از دور بحرانی محور) و سرعت دورانی ناپایدار ۸۰۰۰ دور بر دقیقه ارائه می‌شود. سپس با قرارگیری جرم آزمایشی با جرم و زاویه مشخص در سمت راست محور، تغییرات جابه‌جایی در حلقه محل جرم نصب‌شده و حلقه مربوط به سمت چپ محور ثبت شده و با انجام محاسبات تشریح‌شده مقدار و زاویه جرم مورد نیاز جهت ترازش محور محاسبه و ارائه می‌شود. در نهایت، جرم تعیین‌شده در دو سمت محور نصب گردیده و مقادیر نیروهای تکیه‌گاهی و دامنه‌های حداکثر متناظر با شکل مودهای اول و دوم ارتعاشی محور مشخص می‌شود. در جدول ۹ مقادیر جابه‌جایی حداکثر ۲ حالت صفحه‌های اندازه‌گیری راست و چپ (شامل $\pm 0/7$ ، $\pm 0/28$ متر از وسط محور دو متری)، در وضعیت‌های سرعت دورانی ۷۰۰۰ دور بر دقیقه (حالت

پایدار) و سرعت دورانی بحرانی ۸۰۰۰ دور بر دقیقه برحسب متر مشاهده می‌شود. زاویه حداکثر جابه‌جایی در شرایط پایدار برابر با -74 درجه (براساس جهت مثبت محور x در صفحه $x-y$) و پس از ورود به شرایط ناپایدار حدود -78 درجه است. مطابق این جدول بدیهی است که با ورود محور به حالت ناپایدار مقدار جابه‌جایی‌های حداکثر مقاطع مختلف محور افزایش یابد. اختلاف مقادیر حداکثر جابه‌جایی مقاطع مختلف محور در حالت ناپایدار نسبت به حالت پایدار با توجه به زاویه رخ‌دادن این جابه‌جایی‌ها به‌صورت برداری محاسبه می‌شود. با قراردادن جرم آزمایشی در محل یکی از صفحه‌های ترازش، تأثیر آن در تغییر این مقادیر ثبت می‌شود. در این مرحله از جرم آزمایشی ۲۸/۸۴۷ گرمی (با ابعاد ترسیم دوبعدی شامل $17/5$ و $17/5$ میلی‌متر در راستاهای y و z) و زاویه ایجاد بعد سوم معادل 10 درجه استفاده می‌شود؛ این جرم در زاویه -50 درجه نسبت به صفحه $x-y$ سطح مقطع محور در صفحه سمت راست آن نصب می‌گردد. در جدول ۱۰

مقادیر جابه‌جایی حداکثر دو حالت صفحه‌های اندازه‌گیری دو سمت راست و چپ، در وضعیت سرعت دورانی بحرانی ۸۰۰۰ دور بر دقیقه برحسب میلی‌متر نشان داده شده است. این نتایج تحت تأثیر جرم آزمایشی ۲۸/۸۴۷ گرمی محاسبه شده است. در شکل ۱۰ نمایی از جرم آزمایشی نصب‌شده در حالت دوم صفحه‌های اندازه‌گیری (فاصله $\pm 0/28$ از

وسط محور) نمایش داده شده است. در جدول ۱۱ مقدار و زاویه قرارگیری جرم مورد نیاز جهت بالانس به روش ضرایب تأثیر به ازای دو حالت صفحه‌های اصلاح آمده است. با قراردادن جرم‌های تعیین‌شده در زوایای مربوطه، نتایج مربوط به بالانس محور به روش ضرایب تأثیر به‌دست آمده که این نتایج در جدول‌های ۱۲ و ۱۳ ذکر شده است.

جدول ۹. مقادیر جابه‌جایی حداکثر دو حالت صفحه‌های اندازه‌گیری راست و چپ در سرعت‌های دورانی ۷۰۰۰ و ۸۰۰۰ دور بر دقیقه

حالت	فاصله صفحه اندازه‌گیری از وسط محور (متر)	سرعت دورانی ۷۰۰۰ دور بر دقیقه (حالت پایدار)		سرعت دورانی ۸۰۰۰ دور بر دقیقه (حالت ناپایدار)	
		حداکثر جابه‌جایی سمت راست (میلی‌متر)	حداکثر جابه‌جایی سمت چپ (میلی‌متر)	حداکثر جابه‌جایی سمت راست (میلی‌متر)	حداکثر جابه‌جایی سمت چپ (میلی‌متر)
۱	۰/۷۰	۲۰/۴۰۱	۲۰/۴۰۲	۲۰/۴۸۹	۲۰/۴۸۹
۲	۰/۲۸	۷۱/۳۲۲	۷۱/۳۲۳	۷۱/۴۰۹	۷۱/۴۰۷

جدول ۱۰. حداکثر جابه‌جایی صفحه‌های اندازه‌گیری در سرعت ۸۰۰۰ دور بر دقیقه تحت تأثیر جرم آزمایشی ۲۸/۸۴۷ گرمی در سمت راست محور

حالت	فاصله صفحه اندازه‌گیری از وسط محور (متر)	سرعت دورانی ۸۰۰۰ دور بر دقیقه (حالت ناپایدار)	
		حداکثر جابه‌جایی راست (میلی‌متر)	حداکثر جابه‌جایی چپ (میلی‌متر)
۱	۰/۷۰	۲۰/۳۷۷	۲۰/۳۷۴
۲	۰/۲۸	۷۱/۱۵۲	۷۱/۱۴۸

جدول ۱۱. مقدار و زاویه قرارگیری جرم‌های لازم جهت بالانس به روش ضرایب تأثیر به ازای دو حالت صفحه‌های اصلاح

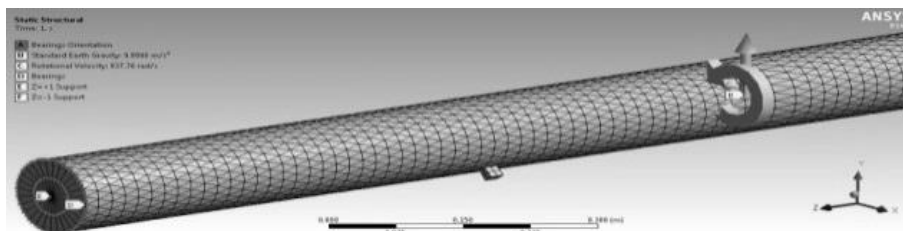
حالت	فاصله صفحه اندازه‌گیری از وسط محور (متر)	مقدار جرم (گرم)	زاویه قرارگیری (درجه)
۱	۰/۷۰	۲۹/۶۹۱	-۵۸/۲
۲	۰/۲۸	۱۱/۹۸۶	-۸۸/۱

جدول ۱۲. نتایج مربوط به قرارگیری جرم‌های اصلاحی (به فاصله ۰/۷ متر از وسط محور)

ردیف	ابعاد سطح مقطع در راستاهای Y و Z (میلی‌متر)	حداکثر نیروی تکیه‌گاهی در یک دوران کامل محور (نیوتن)	جابه‌جایی حداکثر شکل مود اول (میلی‌متر)	جابه‌جایی حداکثر شکل مود دوم (میلی‌متر)
۱	۲۹/۶۹۱، ۱۰، ۲۰/۰×۱۵/۵	۶۶۵۸/۴	۸۴/۵۶۵	۷۹/۵۰۱

جدول ۱۳. نتایج مربوط به قرارگیری جرم‌های اصلاحی (به فاصله ۰/۲۸ متر از وسط محور)

ردیف	ابعاد سطح مقطع در راستاهای y و z (میلی‌متر) زاویه ایجاد بعد سوم (درجه) و جرم حاصل (گرم)	حداکثر نیروی تکیه‌گاهی در یک دوران کامل محور (نیوتن)	جابه‌جایی حداکثر شکل مود اول (میلی‌متر)	جابه‌جایی حداکثر شکل مود دوم (میلی‌متر)
۱	۱۱/۹۸۶، ۱۰، ۹/۵×۱۴/۲	۲۷۳۷/۸	۸۴/۳۳۵	۷۹/۸۰۰



شکل ۱۰. نمایی از جرم آزمایشی نصب‌شده به ازای حالت دوم صفحه‌های اندازه‌گیری و ترازش

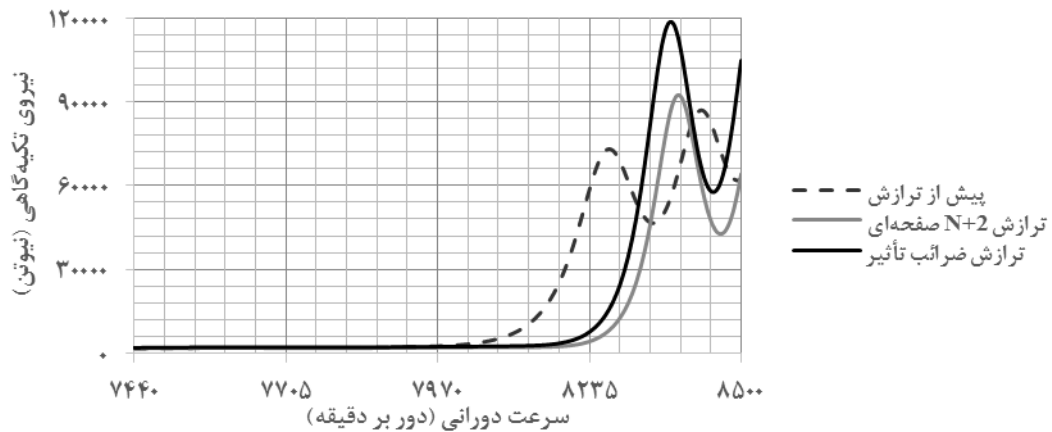
۴. مقایسه نتایج

در این بخش، با انجام یک تحلیل سازه‌ای گذرا شامل ۴۲۵۰ زیرگام حل می‌توان تغییرات نیروهای تکیه‌گاهی را به ازای افزایش هر ۲ دور بر دقیقه سرعت دورانی محور تعیین کرد. این عمل یک بار برای محور اولیه (پیش از بالانس)، بار دوم برای محور بالانس‌شده به روش N+2 صفحه‌ای و بار سوم برای محور بالانس‌شده به روش ضرایب تأثیر انجام می‌شود تا کارایی این روش‌ها مشخص و با هم مقایسه شوند. شکل ۱۱ تصویر بزرگ‌نمایی‌شده از تغییرات برآیند نیروهای تکیه‌گاهی محور در حالت پیش از بالانس و پس از بالانس به روش‌های N+2 صفحه‌ای و ضرایب تأثیر را از سرعت دورانی ۷۴۴۰ تا ۸۵۰۰ دور بر دقیقه نمایش می‌دهد. ملاحظه می‌شود که روش N+2 صفحه‌ای با توجه به اینکه برای اصلاح، نقاط حداکثر جابه‌جایی شکل مودهای ارتعاشی را هدف قرار می‌دهد به خوبی توانسته است نیروهای تکیه‌گاهی حداکثر را کاهش دهد و شرایط رسیدن به حالت ناپایداری را به تعویق اندازد (۲/۸۲۰ دور بر دقیقه). اما در شرایطی که به حالت ناپایداری بعد از بالانس می‌رسد، چون از جرم‌های اصلاحی بیشتری استفاده می‌کند، نیروهای بیشتری حتی قبل از بالانس را نتیجه می‌دهد. روش ضرایب تأثیر نیز همانند روش مودال توانسته

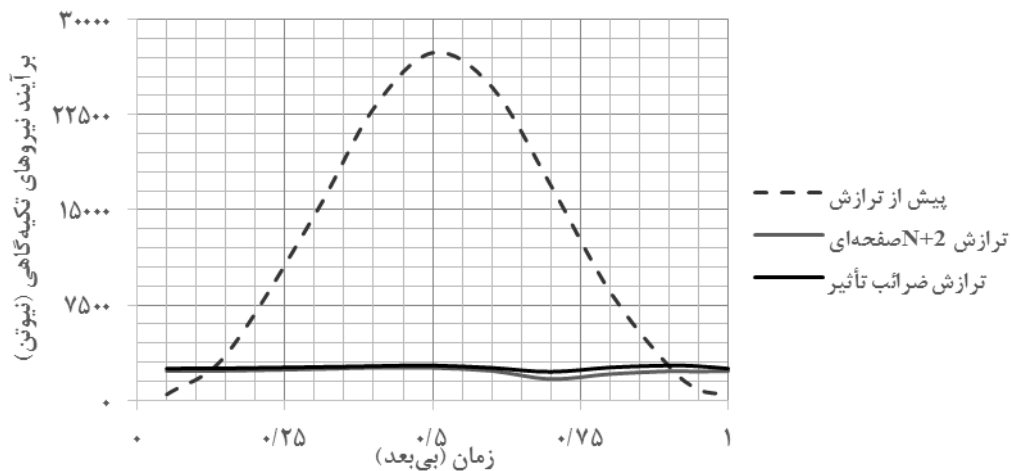
است ورود به وضعیت ناپایداری محور را به تعویق بیندازد (۸۱۳۸ دور بر دقیقه)، اما حداکثر نیروهای تکیه‌گاهی آن پس از ورود به شرایط ناپایدار حتی از حالت پیش از بالانس نیز بالاتر است. با این حال هر دو روش به خوبی توانسته‌اند نیروهای تکیه‌گاهی را در حوالی سرعت کارکرد و بالانس کنترل کرده و رسیدن به حالت ناپایداری را حتی تا سرعت‌های بالاتر از کارکرد به تعویق اندازند. در شکل ۱۲ بازه تغییرات نیروهای تکیه‌گاهی به ازای یک دوران کامل محور در حالت‌های پیش از بالانس و پس از آن به روش‌های N+2 صفحه‌ای و ضرایب تأثیر مشاهده می‌شود. این شکل در تطابق با نتایج قبلی ارائه‌شده در شکل ۱۱ کیفیت بهتر روش مودال N+2 صفحه‌ای را در کاهش نیروهای تکیه‌گاهی و به تعویق انداختن وضعیت بحرانی محور نشان می‌دهد. شکل ۱۳ نیز حالت بزرگ‌نمایی شده از شکل ۱۲ مربوط به نتایج دو روش را نمایش می‌دهد.

۵. جمع‌بندی

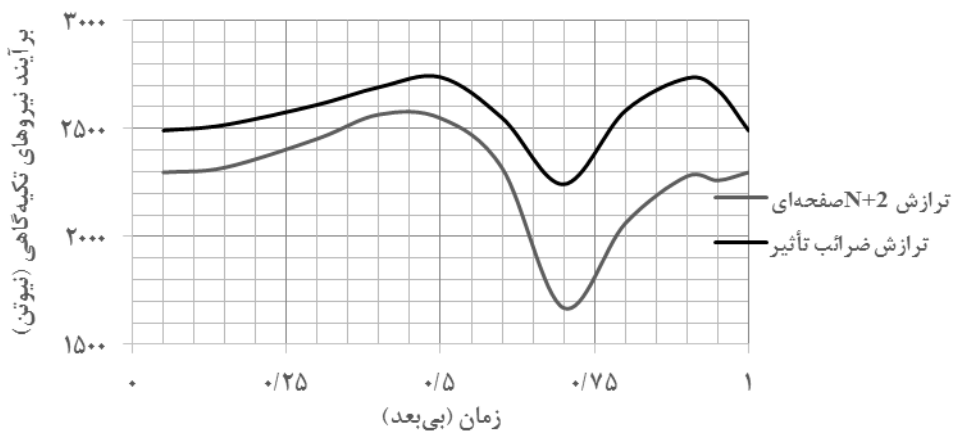
در این مقاله یک محور انعطاف‌پذیر به روش اجزای محدود مورد تحلیل کوپله سازه‌ای - مودال و بالانس دینامیکی قرار گرفت. مدل این محور در محیط بسته نرم‌افزاری سالید ورکس مدل‌سازی شده و جهت تحلیل از نرم‌افزار اجزای



شکل ۱۱. تصویر بزرگ‌نمایی شده از تغییرات برآیند نیروهای تکیه‌گاهی محور برحسب سرعت دورانی برای حالت پیش از بالانس و پس از آن به روش‌های N+2 صفحه‌ای و ضرایب تأثیر از سرعت دورانی ۷۴۴۰ دور بر دقیقه تا انتهای تحلیل



شکل ۱۲. بازه تغییرات برآیند نیروهای تکیه‌گاهی برحسب زمان بی‌بعد به ازای یک دور کامل محور در حالت‌های پیش از بالانس و پس از آن به روش‌های N+2 صفحه‌ای و ضرایب تأثیر



شکل ۱۳. بازه تغییرات برآیند نیروهای تکیه‌گاهی برحسب زمان بی‌بعد به ازای یک دور کامل محور در حالت‌های پس از بالانس به روش‌های N+2 صفحه‌ای و ضرایب تأثیر

محدود استفاده گردید. تحلیل کویله سازه‌ای - مودال جهت تعیین فرکانس‌ها و سرعت‌های دورانی بحرانی، مقادیر حداکثر دامنه‌های ارتعاشی متناظر با شکل مودهای اول و دوم و تغییرات نیروهای تکیه‌گاهی در مورد این مدل انجام شد. محور به روش‌های مودال و ضرایب تأثیر مورد بالانس دینامیکی قرار گرفت و نتایج مورد نظر تعیین و ارائه گردید. در روش مودال N+2 صفحه‌ای، به دلیل استفاده از دو صفحه اصلاح و جرم بیشتر در اصلاح هر شکل مد ارتعاشی توانایی خوبی در اصلاح دامنه‌های ارتعاشی داشته و با هدف قراردادن مستقیم نقاط حداکثر جابه‌جایی نیروهای تکیه‌گاهی را به‌خوبی کنترل کرده و رسیدن به حالت ناپایداری را به‌خوبی به تعویق انداخته است. در مورد بالانس دینامیکی به روش ضرایب تأثیر، نیز همانند روش مودال، نیروهای تکیه‌گاهی را به شکل قابل توجهی کاهش داده و تحت کنترل درآورده است. اما در مقایسه با بالانس مودال، که مستقیماً نقاط حداکثر جابه‌جایی را هدف قرار

می‌دهد، توانایی کمتری از خود نشان می‌دهد. نکته مهم دیگر در این روش انتخاب صحیح صفحات اصلاح است که هر چقدر از محل حداکثر جابه‌جایی دور شویم، کنترل نیروهای تکیه‌گاهی و اصلاح جابه‌جایی‌ها دشوارتر به نظر می‌رسد. نتایج مربوط به بالانس دینامیکی محور به ازای روش‌های مورد بررسی در جدول ۱۴ خلاصه شده است. در این جدول D_1 حداکثر دامنه ارتعاشی مربوط به شکل مود اول بر حسب میلی‌متر، D_2 حداکثر دامنه ارتعاشی مربوط به شکل مود دوم بر حسب میلی‌متر و F_T حداکثر برآیند نیروهای تکیه‌گاهی بر حسب نیوتن است.

قدردانی

در خاتمه نویسندگان بر خود لازم می‌دانند تا از تمامی همکاران واحد بالانس تعمیرات توربین آغاچاری، خصوصاً زحمات جناب آقای مهندس چریکی فرد، تشکر و قدردانی کنند.

جدول ۱۴. خلاصه نتایج بالانس دینامیکی محور به روش‌های مودال و ضرایب تأثیر

روش	پیش از بالانس	پس از بالانس		میزان کاهش (درصد)	
		مودال N+2 صفحه‌ای	ضرایب تأثیر	مودال N+2 صفحه‌ای	ضرایب تأثیر
D_1 (mm)	۸۶/۰۹۴	۷۸/۸۳۰	۸۴/۳۳۵	۸/۴۲	۲/۰۴
D_2 (mm)	۸۰/۷۳۵	۷۶/۷۶۳	۷۹/۸۰۰	۴/۹۲	۱/۱۶
F_T (N)	۲۷۳۸۶	۲۵۶۴/۹	۲۷۳۷/۸	۹۰/۶	۹۰

۶. مآخذ

- [۱] تمیزی، هوتن، محمد اسماعیل خسروی. شیوه‌های اندازه‌گیری و حذف نامیزانی در روتورها، تهران: حسام، پورنگ، ۱۳۸۰.
- [2] Darlow, M. S., *Balancing of High-Speed Machinery*, Springer, 2011.
- [3] Theasle, E. L., N. Y. Schenectady. "Dynamic Balancing of Rotating Machinery in the Field." *Transaction of the ASME*, Paper No. APM- 56-19, Vol. 56, 1934, pp. 745-753.
- [4] Hopkirk, K. R. "Notes on Methods of Balancing." *The Engineer*, Vol. 170, 1940, pp. 38-39.
- [5] Grobel, L.P. "Balancing of Turbine-Generator Rotors." *General Electric Review*, Vol. 56, 1953, pp. 22-25.
- [6] Bishop, R. E. D., G. M. L. Gladwell. "The Vibration and Balancing of an Unbalanced Flexible Rotor." *Journal of Mechanical Engineering and Science*, Vol. 1, 1959, pp. 66-77.

- [7] Bovik, P., C. Hogfors. "Autobalancing of Rotors." *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 111, 1986, pp. 429-440.
- [8] Darlow, M. S. "Balancing of High-Speed Machinery: Theory, Methods and Experimental Result." *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 1, pp. 105-134.
- [9] Lees, A. W., M. I. Friswell. "The Evaluation of Rotor Unbalance in Flexibly Mounted Machines." *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 208, 1997, pp. 671-683.
- [10] Yang, X., Z. Lei, Y. Suyuan. "Dynamics Analysis of Very Flexible Rotor." *2nd International Topical Meeting on High Temperature Reactor Technology*, Beijing, China, 2004.
- [11] Tiwari, R., V. Chakravarthy. "Simultaneous Identification of Residual Unbalances and Bearing Dynamic Parameters from Impulse Responses of Rotor-Bearing Systems." *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 20, 2006, pp. 1590- 1614.
- [12] Kang, Y., T. Lin, Y. J. Chang, Y. P. Chang, C. Wang. "Optimal Balancing of Flexible Rotors by Minimizing the Condition Number of Influence Coefficients." *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 43, 2008, pp. 891- 908.

[۱۳] یادآور نیکروش، سید مجید، پدram بدر. "ساخت و تست دستگاه بالانس اکتیو محورهای در حال دوران"، بیست و ششمین کنفرانس بین‌المللی برق، تهران، ایران، ۱۳۹۰.

- [14] Genta, G., *Vibration Dynamics and Control*, Springer, 2009.
- [15] Ansys Help System, Release 14.5, Mechanical APDL, Advanced Analysis Guide, Element Reference, 2012.

پی‌نوشت

-
1. Unified Balancing Method
 2. Timoshenko Beam
 3. Trial Mass
 4. Solid 187
 5. SOLIDWORKS (originally SolidWorks)®
 6. Merge
 7. Smoothing