مروری بر میرایی نویز صوتی در تحلیل ارتعاشات پوسته استوانه‌ای اسکنرماشین ام آر آی

حمید رضا مرتضوی‌بنی

گروه مهندسی پزشکی، دانشکده فنی و مهندسی، واحد ارسنجان، دانشگاه آزاد اسلامی، ارسنجان، ایران

نویسنده مسئول: HRM.Beni@iau.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۵/۰۱ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۰۸/۱۱

چکیده

تصویربرداری با رزونانس مغناطیس (MRI)[1] یکی از روش‌های تصویربرداری پزشکی غیرتهاجمی است که بر اساس میدان‌های مغناطیسی و امواج رادیویی عمل می‌کند. این مطالعه بر تقلیل نویز صوتی در داخل پوسته استوانه‌ای اسکنر با وجود بیمار در آن تمرکز دارد. این حالت‌ها توسط جریان‌های گردابی که در پوسته استوانه‌ای به وسیله میدان‌های مغناطیسی گرادیان ایجاد شده‌اند، تحریک می‌شوند. به علاوه، دیوار نیم‌تونل اسکنر معمولا به سیلندر مارپیچ گرادیان متصل می‌شود که باعث انتقال برخی از ارتعاشات به دیوار می‌شود و در نتیجه موج‌های صوتی تولید می‌شوند. مطالعه کنونی به روش‌های مدیریت نویز از دیوار نیم‌تونل اسکنر و نویز انتقالی از سیلندر مارپیچ گرادیان از طریق دیوار می‌پردازد. این تحقیق نشان می‌دهد یکی از بهترین روش‌های مدیریت نویز، طراحی یک جاذب صوتی پانل میکرو حفره بین سیلندر گرادیان و دیوار پوسته استوانه‌ای اسکنر است. تحلیل عددی چرخه‌های گرادیان راهکارهایی ارایه می‌کند که می‌تواند سطوح ارتعاشی و نویز را بر اساس تحلیل صوتی کاهش دهد.

کلمات کلیدی: ام آر آی، تحلیل حالت‌های ارتعاشی، پوسته استوانه‌ای، جاذب صوتی پانل میکرو حفره

مقدمه

در دنیای پزشکی، ام آر آی یکی از روش‌های مهم برای تشخیص بیماری‌ها و اختلالات در بدن است. در این روش، با استفاده از گیرنده‌های مغناطیسی و فرکانس‌های رادیوئی، تصاویر دقیق و سه بعدی از بافت‌ها و ساختارهای داخل بدن به دست می‌آید. اما در همین حین، نحوه عملکرد ماشین ام آر آی نیز به گونه‌ای است که ممکن است باعث ارتعاشات شدید در سطح پوسته استوانه‌ای ماشین شود. به همین منظور، لازم است که مدل‌سازی و تحلیل این ارتعاشات صورت گیرد تا بتوان بهبود و کنترل آن‌ها را در ماشین ام آر آی حایز اولویت قرار داد. بدین منظور، هدف این مطالعه تحلیل تئوری و عملی مدل پوسته استوانه‌ای ماشین ام آر آی با استفاده از روش‌های تحلیلی مختلف، از جمله روش المان محدود می‌باشد. همچنین، بررسی تاثیر پارامترهای مختلف بر ارتعاشات پوسته استوانه‌ای و نحوه کنترل آن‌ها مورد بررسی قرار خواهد گرفت. با توجه به اینکه ماشین ام آر آی یکی از محبوب‌ترین و پرکاربردترین دستگاه‌های تصویربرداری در حال حاضر است، بسیاری از شرکت‌های تولید کننده ماشین ام آر آی به دنبال بهبود و کنترل این ارتعاشات هستند. لذا، نتایج حاصل از این تحقیق می‌تواند به عنوان یک نقشه راهنمای مفید برای شرکت‌های تولید کننده ماشین ام آر آی در بهبود عملکرد و کارآمدی آن‌ها باشد.

بدین منظور در این مطالعه، به بررسی مبانی نظری و پیشینه پژوهش محاسبه تحلیلی مدهای ارتعاشی پوسته استوانه‌ای در ماشین ام آر آی پرداخته خواهد شد. همچنین، به بررسی مفاهیم اساسی مکانیک سازه، تحلیل پوسته‌های استوانه‌ای، روش‌های حل عددی و تجربی و نحوه کارکرد ماشین ام آر آی پرداخته می‌شود. با تلاش در جمع‌آوری و بررسی منابع مختلف، به بررسی پژوهش‌های گذشته در زمینه محاسبات تحلیلی مدهای ارتعاشی پوسته استوانه‌ای در ماشین ام آر آی پرداخته می‌شود. پوسته-های استوانه‌ای یا به طور کلی پوسته‌ها به دلیل کاربردهای فراوان و مهمی که در صنعت دارند، مورد توجه بسیاری از دانشمندان و مهندسین قرار گرفته‌اند. مطالعات و تحقیقات گوناگونی در زمینه پوسته انجام شده است. بررسی‌های صورت گرفته را می‌توان

[1]Magnetic Resonance Imaging

به اشکال مختلف دسته‌بندی کرد. در ادامه تحقیقاتی که توسط دانشمندان در زمینه پوسته‌های استوانه‌ای انجام شده، در یازده بخش بررسی می‌شود و به نقاط ضعف و قوت هر یک از آنها اشاره می‌گردد.

ارتعاشات آزاد پوسته‌های استوانه‌ای با شرایط تکیه‌گاهی ساده

لیوانوف[۱] پوسته‌های استوانه‌ای با تقارن محوری و شرایط مرزی تکیه‌گاه ساده را مورد مطالعه قرار داد. در معادلاتی که لیوانوف برای حرکت پوسته ارایه داده بود به دلیل فرض تقارن محوری، تغییر مکان محیطی در نظر گرفته نشده بود و درنتیجه دستگاه معادلات حرکت شامل دو معادله بود. او با فرض حرکت هارمونیک توانست چهار رابطه برای فرکانس طبیعی پوسته بدست آورد که البته دو به دو قرینه می‌باشند. فرض تقارن محوری معادلات حرکت را از سه معادله به دو معادله کاهش می‌دهد و درنتیجه حل معادلات و بدست آوردن فرکانس‌های طبیعی آسان‌تر خواهد شد. ولی از دقت جواب‌ها کاسته می‌شود و نمی‌توان اطلاعات مناسبی از رفتار ارتعاشی پوسته ارایه داد. رینهارت و ونگ[۲] ارتعاشات پوسته‌های استوانه‌ای با شرایط مرزی تکیه‌گاه ساده را در حالی بررسی کردند که پوسته با تقویت کننده‌های طولی فرض شده بود. آن‌ها از روش انرژی برای بررسی ارتعاشات استفاده کردند و تغییر مکان‌ها در سه راستای طولی محیطی و شعاعی را بوسیله سری فوریه با ارضا شرایط مرزی را نمایش دادند. سپس به کمک معادلات لاگرانژ و استفاده از توابع تیر برای عدد موج طولی رابطه‌ای برای فرکانس طبیعی بدست آوردند. رابطه فرکانسی بدست آمده توسط رینهارت و ونگ فقط فرکانس شعاعی را مشخص می‌نمود که معمولا کوچکترین فرکانس نیز می‌باشد. پس فقط شکل مدهای حرکت شعاعی قابل بررسی می‌باشند.

تقویت کننده‌ها را می‌توان دور محیط پوسته نیز نصب کرد که در این حالت به آن تقویت کننده حلقوی گفته می شود. تحلیل دینامیکی پوسته‌های استوانه‌ای با تقویت کننده‌های حلقوی توسط بسکاس و أتس[۳] انجام شده است. مصطفی و علی[۴] در ادامه کارهای انجام شده ارتعاشات پوسته‌های استوانه‌ای همراه با تقویت کننده را در حالی بررسی کردند که در معادلات مربوط به تقویت کننده اثر اینرسی دورانی را لحاظ کرده بودند. در تئوری پوسته‌های استوانه‌ای از اثرات اینرسی دورانی و تغییر شکل‌های برشی صرفه‌نظر شده است؛ به عبارت دیگر از تئوری تیر اویلر برنولی در نوشتن معادلات استفاده گردیده است. سئودل[۵] که یکی از دانشمندان به نام در زمینه ارتعاشات صفحه و پوسته می‌باشد که با تعمیم دادن تئوری لاو اثرات اینرسی دورانی و تغییر شکل برشی را در محاسبات خود آورده است و روابطی معادل تیر تیموشنکو ارایه داده است. وی با انتشار تحقیقی در این زمینه، معادلات مربوط به پوسته استوانه‌ای که شامل اثرات تغییر شکل برشی نیز باشد را به روشی ساده با عمومیت بخشیدن به تئوری لاو بدست آورد. در این تحقیق که کار بسیار ارزشمندی می‌باشد نحوه بدست آوردن معادلات حرکت بیان شده است. ولی صحبتی از بدست آوردن فرکانس‌های طبیعی به میان نیامده است. سوزوکی و لیسا[۶] ارتعاشات آزاد پوسته‌های استوانه‌ای با ضخامت متغیر را مورد مطالعه قرار دادند. آنها توانستند پاسخی برای فرکانس طبیعی و شکل مد اینگونه از پوسته‌ها بدست بیاورند. معادلات پوسته‌های استوانه‌ای با ضخامت متغیر شامل سه معادله دیفرانسیلی با ضرایب متغیر می‌باشد که روش حل آن مشابه حل پوسته‌های استوانه‌ای با انحنا و ضخامت ثابت است. از میان نتایجی که آن‌ها ارایه دادند می‌توان به این نکته اشاره کرد که شکل مد پوسته‌های استوانه‌ای با ضخامت متغیر مشابه شکل مد پوسته‌های استوانه‌ای با ضخامت ثابت می‌باشد. ولی فرکانس‌های طبیعی در دو پوسته کاملا متفاوت خواهد بود. در این تحقیق نیز از توابع تیر به عنوان جایگزینی برای معادلات شرایط مرزی استفاده کردند. سیواداس و گانسان[۷] مطالعه بر روی پوسته‌های استوانه‌ای با ضخامت متغیر را برای چهار حالت مختلف ادامه دادند. این چهار حالت عبارتند از: تغییرات خطی نامتقارن تغییرات خطی متقارن، تغییرات سهموی نامتقارن و تغییرات سهموی متقارن. در اکثر تحقیقاتی که به مطالعه رفتار ارتعاشی پوسته‌های استوانه‌ای با ضخامت متغیر پرداخته‌اند، تغییرات ضخامت در راستای طولی در نظر گرفته شده است. به همین دلیل، ژانگ و شیانگ[۸] ارتعاشات پوسته‌های استوانه‌ای پله‌ای را بررسی کردند. در این حالت، پوسته در طول به چند قسمت تقسیم می گردد؛ به طوری که هر قسمت دارای ضخامتی جداگانه و مشخص می‌باشد. برای نوشتن معادلات حرکت در این نوع از پوسته‌ها، برای هر قسمت معادله دیفرانسیل نوشته می‌شود و شرایط مرزی علاوه بر ابتدا و انتهای پوسته، در نقاطی که ضخامت تغییر کرده است نیز باید نوشته شود.

بهانگال و گانسان[۹] ارتعاشات آزاد پوسته‌های استوانه‌ای از نوع مواد مدرج تابعی را مطالعه کردند. در تحقیقی که منتشر نمودند تغییر مکان‌های پوسته در راستای طولی محیطی و شعاعی به صورت توابع هارمونیک مثلثاتی در نظر گرفته شده بود. آنها با استفاده از توابع تیر متناسب با شرایط مرزی تکیه‌گاه ساده، فرکانس‌های طبیعی را برای مدهای مختلف بدست آوردند و اثر دو نسبت طول به شعاع و شعاع به ضخامت را بر روی فرکانس طبیعی بررسی کردند. در این تحقیق نیز در محاسبه فرکانس طبیعی از معادلات اصلی پوسته، مربوط به شرایط مرزی هیچگونه استفاده‌ای نشده است و برای کاستن از پیچیدگی محاسبات از توابع تیر متناسب با شرایط مرزی استفاده شده است. همچنین اثر پارامترهای هندسی بر روی رفتار فرکانسی پوسته مطالعه شده است و اثرات آن بر شکل مدهای پوسته بررسی نشده است. کدولی و گانسان[۱۰] تحقیقات خود را ادامه دادند و با انتشار تحقیقی ارتعاشات آزاد پوسته‌های استوانه‌ای مواد مدرج تابعی با شرایط مرزی دو سر گیردار را بررسی کردند. در این تحقیق، علاوه بر اینکه خواص مواد به آرامی در راستای ضخامت تغییر می‌کند؛ به دما نیز وابسته می‌باشد. آنها سطح بیرونی پوسته را در دمای محیط و سطح داخلی را در دمایی بیشتر از آن قرار دادند و معادله یک بعدی انتقال حرارت را در راستای ضخامت نوشتند و توانستند توزیع دما در پوسته را بدست بیاورند. سپس، با استفاده از روش عددی المان محدود دمای بحرانی برای کمانش حرارتی را محاسبه کردند. تحقیقات متعددی نیز بر روی بررسی رفتار ارتعاشی پوسته‌های استوانه‌ای بر روی بستر الاستیک صورت گرفته است؛ که از آن میان می توان به پالیوال و بهالا[۱۱]، چن و همکاران[۱۲] و پلیکانو[۱۳] اشاره کرد. در این مقالات مدل مربوط به بستر الاستیک توسط مدل های وینکلر/ پسترناک نمایش داده شده است. در اکثر مقالات تابعی که به عنوان تغییرمکان طولی، محیطی و شعاعی پوسته در نظر گرفته می‌شود، توابع هارمونیک می‌باشند. پلیکانو[۱۳] پیشنهاد جدیدی را ارایه داد. او میدان تغییرمکان را به صورت ترکیبی از توابع هارمونیک و چند جمله‌ای چبیشف فرض نمود و آن را بر روی پوسته استوانه‌ای با شرایط مرزی تکیه‌گاه ساده و دو سر گیردار امتحان نمود و با نتایج آزمایشگاهی و عددی نیز مقایسه کرد. او در محاسبات تئوری از چند جمله‌ای درجه ۹ استفاده نمود که نتایج حاصل از دقت بسیار خوبی در مقایسه با داده‌های آزمایشگاهی برخوردار بود. نکته قابل توجه این است که اگرچه دقت تئوری ارایه شده بسیار خوب می‌باشد، ولی برای رسیدن به چنین صحتی باید از چندجمله‌ای درجات بالا استفاده کرد که حجم محاسبات را افزایش می‌دهد. یکی‌دیگر از گزینه‌هایی که می‌توان برای تغییر مکان پوسته در نظر گرفت استفاده از روش انتشار موج می‌باشد. در این روش تغییر مکان‌های طولی، محیطی و شعاعی پوسته به صورت توابع توانی بیان می‌شوند. زوبین[۱۴] از این روش برای بررسی ارتعاشات آزاد پوسته‌های استوانه‌ای بهره گرفته است. او نتایج خود را برای سه شرط مرزی مختلف تکیه‌گاه ساده دو سر گیردار، یک سر گیردار و یک سر مفصل ارایه داده است. در ادامه این تحقیقات، در مطالعه خود برای هر سه شرط مرزی از توابع تیر به جای عدد موج طولی استفاده نموده است.

ارتعاشات آزاد پوسته‌های استوانه‌ای با شرایط مرزی مختلف

لین و بل[۱۵] از راه حل مربوط به پوسته استوانه‌ای با شرایط تکیه‌گاهی ساده هنگامی اعمال دو گشتاور در ابتدا و انتهای آن به عنوان قید استفاده نموده و ارتعاشات آزاد پوسته‌های استوانه‌ای دو سر گیردار را بررسی کردند. همچنین فرکانس‌های طبیعی پوسته استوانه‌ای با شرایط تکیه‌گاهی ساده را به عنوان راهنمایی برای رسیدن به فرکانس‌های طبیعی پوسته استوانه‌ای دو سر گیردار قرار دادند. تاتنهام و شمیزو[۱۶] از روش تصاعد ماتریسی برای تحلیل ارتعاشات آزاد پوسته‌های طره‌ای استفاده کردند. در این روش پس از جایگذاری تغییر مکان‌های طولی، محیطی و شعاعی پوسته در معادلات دیفرانسیلی حرکت و بی‌بعد سازی روابط بدست آمده معادله دیفرانسیلی از درجه یک به شکل ماتریسی بدست آید که از روش فوق برای حل آن استفاده می‌شود. عسکری و دانشمند[۱۷] از تکنیک معادلات انتگرالی برای بدست آوردن فرکانس‌های طبیعی پوسته‌های استوانه‌ای طره‌ای بهره بردند. روش‌های دیگری نیز برای بررسی ارتعاشات آزاد پوسته‌های طره‌ای نیز وجود دارد؛ برای مثال، لیسا و همکاران[۱۸] روش ریتز را به کار برده و فرکانس‌های طبیعی و شکل مدهای پوسته استوانه‌ای را بدست آوردند. سپس آن‌ها [۱۹] در تحقیقی دیگر از همین روش برای بررسی پوسته‌های استوانه‌ای با دو انحنای متفاوت استفاده کردند. گانسان و سیواداس[۲۰] کارهای متعددی بر روی پوسته‌های استوانه‌ای با ضخامت متغیر انجام داده‌اند. آن‌ها علاوه بر مطالعه بر روی

پوسته‌های استوانه‌ای با شرایط تکیه‌گاهی ساده، پوسته‌های طره‌ای را نیز مورد بررسی قرار دادند. آنها در تحقیقی دیگر و با بهره گیری از روش نیمه تحلیلی المان محدود رفتار ارتعاشی این نوع از پوسته‌ها را مطالعه کردند. آنیجری و همکاران[۲۱] از این روش برای بررسی اثرات میدان‌های الکتریکی و مغناطیسی بر روی رفتار ارتعاشی پوسته‌های استوانه‌ای با شرایط مرزی دو سر گیردار نیز استفاده کردند. روش بسط مجانبی روش دیگری برای بررسی ارتعاشات پوسته‌های استوانه‌ای به شمار می‌آید. در این روش توسط ونگ و بوش[۲۲] به کار گرفته شد، تغییر مکان‌های طولی، محیطی و شعاعی و همچنین فرکانس پوسته بر اساس پارامتر نسبت ضخامت به شعاع بسط داده می‌شود. این روش برای پوسته‌های طویل و نازک و برای فرکانس‌های کمتر از فرکانس رینگ دارای جواب‌های قابل قبول و خوبی می‌باشد. در بخش‌های قبل، تاریخچه‌ای از کارهای صورت گرفته در زمینه ارتعاشات آزاد پوسته‌های استوانه‌ای با شرایط مرزی مختلف ارایه گردید. در این میان می‌توان به دو کتاب ارتعاشات صفحات توسط لیسا[۲۴و۲۳] اشاره کرد که محققین و مهندسین بسیاری در راه دستیابی به اهداف علمی و پژوهشی خود به این کتاب‌های ارزشمند رجوع کرده و از آن بهره‌های فراوان گرفته‌اند.

ارتعاشات غیرخطی پوسته‌های استوانه‌ای

معادله حرکت پوسته‌های استوانه‌ای شامل سه معادله دیفرانسیلی کوپل شده می‌باشد. این معادلات به صورت خطی در نظر گرفته می‌شوند؛ حال اگر از تئوری غیرخطی برای بدست آوردن معادلات حرکت استفاده شود، دیگر حتی نوشتن معادلات حاکم به راحتی امکان‌پذیر نخواهد بود. در زمینه ارتعاشات غیرخطی پوسته‌های استوانه‌ای بیشتر کارهای انجام شده مربوط به دهه ۹۰ میلادی تاکنون می‌شود و برعکس آن، بررسی‌های انجام شده در حیطه ارتعاشات خطی در دو دهه ۷۰ و ۸۰ میلادی رونق زیادتری داشته است. از دلایل آن می‌توان به این نکته اشاره نمود که برای حل مسائل غیرخطی به رایانه‌هایی با قابلیت‌های بالا و نرم‌افزارهای مهندسی نیاز است. همچنین برخورداری از تسلط خوبی به ارتعاشات خطی ضروری می‌باشد.

از اولین کارهای انجام شده در این زمینه، می‌توان به تحقیق ونترس و دول[۲۵] اشاره نمود. آنها سعی کردند معادلات غیرخطی ارتعاشات خمشی پوسته‌های استوانه‌ای را بدست بیاورند. آتلوری[۲۶] سعی کرد به کمک روش مقیاس چندگانه زمان معادلات غیرخطی پوسته استوانه‌ای را حل کند. او ابتدا بوسیله تکنیک گلرکین معادلات با مشتقات نسبی را به معادلات دیفرانسیل معمولی تبدیل کرد و توانست برای سه مد نتایجی ارایه دهد. بیرمن و برت[۲۷] ارتعاشات پوسته‌های استوانه‌ای طویل را با تغییر مکان زیاد بررسی نمود. ایشان ارتعاشات پوسته استوانه‌ای را مشابه تیر فرض کرده و سپس معادله حرکت غیرخطی در راستای جانبی را بدست آورده و با استفاده از انتگرال‌های بیضوی، فرکانس حرکت عرضی را محاسبه نمودند. چیبا[۲۸] آزمایشی را برای بررسی ارتعاشات غیرخطی یک مخزن استوانه‌ای شکل و اثر پارامترهای بر روی آن ترتیب داد. او دریافت که درجه غیرخطی بودن نوسانات علاوه بر طول مخزن به مد ارتعاشی نیز بستگی دارد. به عبارت دیگر، عدد موج محیطی و طولی بر میزان غیرخطی بودن حرکت اثرگذار است. علاوه بر این، اگر مخزن از سیال پر شده باشد، درجه غیرخطی به وزن سیال نیز وابسته خواهد بود. یکی از افرادی که در زمینه ارتعاشات غیرخطی تحقیقات فراوانی انجام داده است آمابیلی و همکاران[۲۹] می‌باشد. وی و همکارانش ارتعاشات آزاد و اجباری پوسته‌های استوانه‌ای را در تماس با سیال ساکن بررسی کرد. آمابیلی و همکاران[۳۰-۳۳] از روش گالرکین استفاده کردند و معادلات حاکم را به معادلات دیفرانسیلی معمولی کاهش دادند. سان و لیو[۳۴] اثر پارامترهای هندسی همچون شعاع، طول و ضخامت را بر ارتعاشات غیرخطی پوسته‌های استوانه‌ای بررسی کردند. گنزالس و همکاران[۳۵] و همچنین آمابیلی و همکاران[۳۶] این روش را برای مطالعه رفتار ارتعاشی پوسته‌های استوانه ای غیرخطی به کار بردند. آمابیلی[۳۷] ارتعاشات غیرخطی پوسته‌های استوانه‌ای را برای چهار تئوری معروف دانل، سندرز فلوژ و نووژیلوف مقایسه نمود. کوریلو و آمابیلی[۳۸] همچنین برای اولین بار ارتعاشات غیرخطی پوسته‌های استوانه‌ای با شرایط مرزی یک سرگیردار و یک سرآزاد را بررسی نمودند. جانسن از تکنیک‌های عددی تحلیلی[۳۹] و نیمه تحلیلی[۴۰] برای بررسی ارتعاشات غیرخطی پوسته‌های استوانه‌ای استفاده کرد. در این روش‌ها یک تکنیک تحلیلی مانند روش اختلال برای حل معادلات غیرخطی اعمال می‌شود. سپس در فرآیند حل از روش‌های عددی برای رسیدن به جواب استفاده می‌کنند. یکی‌دیگر از این روش‌ها تکنیک میانگین‌گیری است که توسط پوپوف[۴۱] برای پوسته‌های استوانه‌ای استفاده شده است. این روش‌ها کاربردهای

بسیاری دارند و برای هر مسئله‌ای که بتوان برای آن وضعیت غیرخطی تصور کرد کاربرد دارند. در بخش قبل کارهای انجام شده در زمینه ارتعاشات خطی پوسته‌های استوانه‌ای بر روی بستر ،الاستیک مرور شد. وضعیت غیرخطی این موضوع نیز قابل بررسی است که بختیاری نژاد و بیدله[۴۲] از روش اختلال برای مطالعه آن استفاده کردند. در بیشتر تحقیقاتی که از روش اختلال استفاده می کنند، به دلیل پیچیدگی فراوان و حجم بالای محاسبات، معادلات را تا جایی که امکان دارد ساده می‌کنند یا از نرم افزارهای ریاضی برای ساده‌سازی و رسیدن به جواب بهره می‌برند. علاوه بر روش‌هایی که در اینجا به آنها اشاره شد روش‌ها و تئوری‌های دیگری نیز برای مطالعه پوسته‌های استوانه‌ای وجود دارند در برخی از این روش‌ها تکنیک‌های پیشین توسعه داده می‌شود تا بتوان به تئوری‌ها و راه‌حل‌های بهتر و دقیق‌تری دست یافت. در این رابطه سرجین و لیزروئیچ[۴۳] تئوری تغییر شکل برشی را برای درجات بالاتر بسط دادند تا از آن بتوانند برای حل معادلات غیر خطی استفاده کنند. در این میان یکی از پرکاربردترین روش‌ها، روش عددی المان محدود می‌باشد این روش را می‌توان برای بررسی ارتعاشات خطی[۴۴] و غیر خطی[۴۵] پوسته‌های استوانه‌ای به کار برد. در میان تحقیقات و مطالعات انجام شده توسط دانشمندان و مهندسان در زمینه ارتعاشات غیرخطی پوسته‌های استوانه‌ای چند نمونه از اهمیت فوق العاده‌ای برخوردار شدند و منبع بسیاری از مقالات دیگر هستند. این کارهای ارزشمند عبارتند از: تحقیق آمابیلی و پادوسیس[۴۶] که مرور جامع و کاملی بر ارتعاشات غیرخطی پوسته‌های استوانه‌ای انجام داده اند و همچنین کتاب آمابیلی[۴۷] به نام ارتعاشات غیرخطی و پایداری پوسته‌های استوانه‌ای و صفحات به چاپ رسیده است.

پوسته‌های استوانه‌ای با ساختار کامپوزیت

پوسته‌های کامپوزیتی کاربرد فراوانی در صنعت به ویژه صنعت هواپیما سازی پیدا کرده‌اند. در این رابطه تحقیقات زیادی صورت گرفته است که جنبه‌های مختلف استفاده از مواد کامپوزیتی را در بر می‌گیرد. سلداتوس[۴۸] به تحلیل دینامیکی پنل‌های استوانه‌ای چند لایه کامپوزیتی متعامد پرداخت. او سعی کرد ارتعاشات آزاد این نوع از پنل‌ها را به کمک تئوری پوسته‌های نازک در غالب فرمول‌هایی بیان نماید. همچنین در این تحقیق نتایج عددی بدست آمده را ارایه داد و چهار تئوری شناخته شده دانل، لاو، سندرز و فلوژ را با یکدیگر مقایسه کرد. چند سال بعد چاندراخش و کومار[۴۹] از این مقایسه استفاده نموده و آن را برای تحلیل پاسخ ایستایی به کار بردند. سلداتوس و مسینا[۵۰و۵۱] اثر شرایط مرزی مختلف را بر صفحات و پنل‌های استوانه‌ای مورد بررسی قرار دادند.

مدل‌های تحلیلی

در طول دو دهه گذشته، بسیاری از مطالعات تحلیلی، عددی و تجربی برای بهبود درک ما از خواص ارتعاشی سیم‌پیچ‌های گرادیان منتشر شدند. اولین مدل تحلیلی که برای تحلیل ارتعاشات سیم پیچ گرادیان مورد استفاده قرار گرفت، نظریه پوسته دیواره نازک بود[۵۲]. تاراسیلا و همکاران[۵۳] حالت‌های پوسته ارتعاشی را محاسبه کردند و کانال‌های استوانه‌ای با طول محدود با انتهای باز را تحلیل کردند. مچفسک و همکاران[۵۴-۵۶] در تجزیه و تحلیل جامع خود، هر دو حالت پوسته ارتعاشی و انتشار موج صوتی را در مجاری استوانه‌ای با انتهای باز ترکیب کردند. آنها همچنین اولین کسانی بودند که اتصال بین حالت ارتعاشی و آکوستیک را توصیف کردند.

مدل‌های عددی

اولین مدل عددی مورد استفاده برای توصیف آکوستیک سیم پیچ گرادیان با استفاده از تجزیه و تحلیل انرژی آماری، توسط ادلستین و همکاران[۵۷] اجرا گردید، که سیستم‌های صوتی پیچیده را به عنوان یک مشکل تعادل انرژی با هزینه محاسباتی بسیار کاهش یافته در مقایسه با روش‌های دقیق‌تر مانند روش اجزا محدود حل می‌کند. مچفسکه و همکاران[۵۸و۵۹] اولین مدل‌سازی عددی اجزا محدود آکوستیک سیم پیچ گرادیان را انجام دادند، که در آن هر دو تحلیل ارتعاشی و آکوستیک یک استوانه گرادیان جداره ضخیم مستقل مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفتند. تجزیه و تحلیل اجزا محدود همچنین در یک مطالعه

توسط وانگ و همکاران[۶۱و۶۰] برای یک سیستم شتاب دهنده خطی هدایت رزونانس مغناطیسی استفاده گردید. منابع محاسباتی مطالعات قبلی محدود بود و بنابراین اولین مدل‌های عددی شامل مفروضات و ساده‌سازی‌هایی مانند نادیده گرفتن برخی اثرات فیزیکی بودند. وینکلر و همکاران[۶۲] یک مدل ارتعاشی جدید شامل میرایی لورنتز پیشنهاد کردند که که قبلا این اثر نادیده گرفته شده بود، اما جزئیات ضروری قبلی مانند الگوهای سیم دقیق، شکل حفره، پل بیمار و هوای خارج از حفره را دارا بود. این پلتفرم شبیه‌سازی چند بعدی فیزیکی واقعی، باعث درک بیشتری از اصول اساسی لرزش‌های صوتی در سیم‌پیچ‌های گرادیان می گردد. علاوه بر این، این پلتفرم شبیه‌سازی می‌تواند به بهبود سیم‌پیچ‌های گرادیان موجود کمک کند و طراحی سیم پیچ های گرادیان جدید با تراز فشار صوتی کمتر را هدایت کند. سخر و کرونیک[۶۳] یک مدل الاستودینامیک تحلیلی خطی دقیق برای سیم‌پیچ‌های شیب طولی محافظ ارایه نمودند. مدل آنها نشان می‌دهد که پاسخ فرکانس به یک تابع پروفایل بدون بعد بستگی دارد که مشخص می‌کند چگالی جریان چگونه در محور سیلندر سیم‌پیچ گرادیان تغییر می‌کند. همچنین سخر و کرونیک[۶۴] سپس از این مدل برای مطالعه دینامیک رزونانس یک سیم پیچ گرادیان با توجه به پارامترهای هندسه سیلندر مانند طول، شعاع متوسط و ضخامت شعاعی استفاده نمودند.

اندازه‌گیری نویز صوتی

سطوح بالای نویز صوتی در ام آر آی همیشه منبع نگرانی‌های ایمنی بوده است و تکنیک‌های کاهش نویز مختلفی توسط مک‌جوری[۶۵-۶۷] پیشنهاد شده است. در این تحقیقات او سطوح نویز آکوستیک تجربه شده در توالی‌های ام آر آی معمولی را در سیستم‌های ۱/۰ تسلا و ۱/۵ تسلا اندازه‌گیری نمود و دریافت کرد که بسیاری از توالی‌ها سطوح نویز بالاتر از آستانه ایمنی نظارتی تولید می‌کنند. چو و همکاران[۶۸] به طور سیستماتیک رفتار نویز صوتی سیستم‌های تجاری ۱/۵ تسلا و نوع تحقیقاتی ۲/۰ تسلا را با استفاده از توالی‌های معمولی مورد مطالعه قرار دادند. آنها دریافتند که مشخصات نویز نه تنها به پارامترهای توالی بستگی دارد، بلکه به ساختار سیم پیچ گرادیان و پشتیبانی نیز بستگی دارد. آنها دو راه حل ممکن را برای کاهش نویز صوتی پیشنهاد نمودند:اول ایجاد توالی‌های تصویربرداری ساکت‌تر و دوم اصلاح ساختار سیم پیچ گرادیان. مچفسک و همکاران[۶۹] تشعشع واقعی صدای تجربه شده توسط بیماران را در ۴ تسلا اندازه‌گیری کرد و پیشنهاد کرد که از پوشش صوتی برای کاهش نویز استفاده شود.

دنباله‌های گرادیان خاموش

در میان روش‌های دیگر، نویز صوتی در ام آر آی را می‌توان با بهینه‌سازی پارامترهای توالی پالس، سرعت و دامنه گرادیان کاهش داد. چو و همکاران[۷۰] یک تکنیک ام آر آی را بر اساس تغییرات بازسازی طرح‌ریزی و با استفاده از یک سیم پیچ گرادیان جریان مستقیم چرخش مکانیکی توسعه دادند، که پالس گرادیان را به حداقل رساند و منجر به کاهش نویز ۲۰/۷ دسی بل شد. توالی گرادیان آرام دیگری به نام حالت اکتساب پژواک تحریک شده توسط سرمیلیوکس و همکاران[۷۱] توسعه داده شد که ۱۵ دسی‌بل ساکت‌تر از یک توالی معمولی بود.

کنترل نویز فعال

چندین تکنیک حذف نویز فعال که آنتی‌نویز نیز نامیده می‌شود در طول سال‌ها پیشنهاد شده است[۷۲-۷۷]. مک جوری و همکاران[۷۳] سیستم کنترل نویز فعال را پیشنهاد کردند، که در آن کاهش صوتی نویز با معرفی یک موج صوتی ضد فاز برای ایجاد منطقه‌ای از تداخل مخرب در یک منطقه خاص در فضا به دست می‌آید. به طور متوسط ۱۰-۱۵ دسی‌بل نویز در محدوده فرکانس ۱۰۰-۳۵۰ هرتز، با حداکثر کاهش نویز ۳۰ دسی‌بل حذف شد. چن و همکاران[۷۴] از یک تکنیک تطبیقی مشابه استفاده کردند و به کاهش نویز ۱۸/۸ دسی‌بل برای فرکانس‌های زیر ۴ کیلوهرتز دست یافتند. لی و همکاران[۷۶و۷۵] از یک سیستم بهبود یافته استفاده کردند که در طیف گسترده‌ای از فرکانس‌ها تا ۵ کیلوهرتز کار می‌نمود و اجازه می‌دهد تا اکثر فرکانس‌های مورد استفاده در یک اسکنر ام آر آی معمولی را پوشش دهد. چمبرز و همکاران[۷۷] یک مبدل نوری آکوستیک

توسعه دادند که بر اساس اصل مدولاسیون نور عمل نموده و تداخل الکترومغناطیسی ایجاد نمی‌کند، که برای ام آر آی عملکردی مهم است.

کویل‌های گرادیان آرام

علی‌رغم این روش‌ها که موفقیت‌های متفاوتی را نشان می‌دهند، رویکرد ایده‌آل برای کاهش نویز صوتی در ام آر آی همچنان مقابله با منبع مشکل با طراحی سیم‌پیچ‌های گرادیان بی‌صدا است. سیم پیچ‌های گرادیان را می‌توان به گونه‌ای طراحی کرد که نیروهای لورنتس تولید شده توسط جریان‌های پالسی متعادل شوند. منسفیلد و همکاران[۷۸-۸۰] اولین کسانی بودند که تعادل نیروی لورنتس با کاهش ۱۰ دسی‌بل در فرکانس ۱ کیلوهرتز پیشنهاد کردند. کنترل آکوستیک فعال که در فرکانس‌های نقطه‌ای در یک باند باریک کار می‌کند، کاهش متوسط خروجی صوتی اندازه‌گیری شده ۳۰ دسی‌بل را ارایه می‌دهد[۸۲و۸۱]. ادلشتاین و همکاران[۸۳] از ترکیبی از محفظه خلاء برای جداسازی مونتاژ گرادیان، سیم پیچ فرکانس رادیویی با مشخصات جریان گردابی کم و کرایوستات با سوراخ داخلی ساخته شده از مواد نارسانا برای کاهش نویز صوتی استفاده کردند. در تکنیک محافظ فعال-غیرفعال پیشنهادی، همچنین به صورت عددی نشان داده شد که تجمع قدرت مکانیکی در حفره گرم را می‌توان به طور موثر با پیچاندن یک لایه مسی نازک در اطراف سیم پیچ گرادیان کاهش داد، که منجر به کاهش نویز صوتی در حدود ۲۵ دسی‌بل شد. روزن و همکاران[۸۴] یک تکنیک کنترل نویز ارتعاش فعال مبتنی بر محرک‌های پیزو جرم لرزه‌ای ایجاد کردند که نویز صوتی متوسط فضایی ارتعاشات سیم‌پیچ گرادیان Y را به میزان ۳-۸ دسی‌بل در فرکانس‌های غالب کاهش داد. وانگ و همکاران[۸۵] یک طراحی سیم پیچ گرادیان نیمه متصل نامتقارن را پیشنهاد نمودند که عملکرد الکترومغناطیسی سیم پیچ را بهبود می‌بخشد و راندمان بالاتر، اندوکتانس کمتر، مقاومت کمتر، رقم بالاتر و تضعیف تابش صوتی بیشتری را در مقایسه با سیم پیچ‌های غیر متصل ارایه می‌دهد.

راه حل‌های غیرفعال

ارتعاشات مکانیکی سیم پیچ‌های گرادیان را می‌توان با احاطه کردن سیم پیچ با مواد جاذب نویز مخصوص برای میرایی نویز صوتی کاهش داد. لی و مکفسکه[۸۶] نشان دادند که جاذب‌های صوتی پانل میکرو حفره زمانی که به درستی طراحی شوند، می‌توانند نویز صوتی را کاهش دهند. به طور تجربی نشان داده شد که جاذب‌های صوتی پانل میکرو حفره دارای باندهای فرکانس جذبی متعدد و همچنین باندهای فرکانسی وسیع تری در محدوده فرکانس بالاتر هستند. نان و همکاران[۸۷] روشی برای کاهش نویز صوتی در یک سیم پیچ گرادیان تقسیم شده پیشنهاد کردند، که شامل: ۱) یک طرح سیم پیچ نامتقارن برای جلوگیری از ارتعاش برخی از حالت‌های تشدید استفاده شد، ۲) ساختارهای پیاله مانند به انتهای بیرونی آهنربای اصلی تقسیم شده، وصل شده بودند به طوری که امواج صوتی را از ناحیه بیمار دور می‌کردند.

نتیجه گیری

از کارهای قبلی انجام شده توسط بسیاری از محققان، نویز صوتی در سیستم‌های اسکنر ام آر آی را می‌توان به روش‌های مختلفی مانند تغییر توالی ورودی، سفت‌کردن ساختار سیم پیچ‌های گرادیان، افزودن لاینرهای صوتی جذبی، طراحی دستگاه‌های کنترل نویز فعال یا استفاده از هدفون‌ها، یا حتی جداسازی کنترل کرد. به‌منظور کاهش موثر نویز صوتی در حفره‌های اسکنر ام آر آی در محدوده فرکانس وسیع بدون تغییر در طراحی سیستم‌های اسکنر، روش دیگری در این مطالعه پیشنهاد شده است. روش استفاده از پانل‌های میکرو سوراخ برای کاهش نویز صوتی در ام آرآی استفاده می‌کند. استفاده از جاذب‌های صدا یکی از مقرون به صرفه‌ترین راه‌ها برای کاهش نویز است.جذب صوت عمدتاً براساس سه مکانیسم مختلف فیزیکی که همگی مبتنی بر تبدیل انرژی صوتی به گرما هستند صورت می‌گیرد. برهمین اساس، جاذب‌های صدا را می‌توان به سه دسته جاذب متخلخل، رزوناتور هلمهولتز و جاذب پانل دسته‌بندی کرد. در جاذب‌های متخلخل، نوسان ذرات هوا توسط ساختار متخلخل یا فیبری ماده کاهش می‌یابد، در نتیجه گرمای اصطکاکی تولید می‌شود. جاذب‌های متخلخل نیز عبارتنداز: منسوجات، فرش‌ها، فوم‌ها، پشم

معدنی، گچ‌های مخصوص آکوستیک و مصالح سنگی متخلخل، که فقط برای فرکانس‌های بالا موثر هستند. در تشدید کننده‌های هلمهولتز هوا در دهانه تشدید کننده به نوسانات قوی در فرکانس تشدید برانگیخته می‌شود. همانطور که در جاذب‌های متخلخل، گرمای اصطکاکی تولید می‌شود. جذب کننده‌های پانل میکرو سوراخ نوع دیگری از تشدید کننده هلمهولتز هستند. آنها با تعداد زیادی سوراخ کوچک (با شعاع کمتر از ۱ میلی‌متر) و سوراخ کم (کمتر از ۱۰٪) مشخص می‌شوند. جاذب‌های پانل میکرو سوراخ شده را می‌توان به گونه‌ای طراحی کرد که در باند نسبتا وسیعی از فرکانس‌ها مؤثر باشند.

منابع

[1] Livanov, K.K., (1961). Axisymmetric vibrations of simply supported cylindrical shells. Journal of Applied Mathematics and Mechanics, 25(4), pp 1095-1101.
[2] Rinehart, S.A., Wang, J.T.S., (1972). Vibration of simply supported cylindrical shells with longitudinal stiffeners. Journal of Sound and Vibration, 24(2), pp 151-163.
[3] Beskos, D.E., Oates, J.B., (1981). Dynamic analysis of ring-stiffened circular cylindrical shells. Journal of Sound and Vibration, 75(1), pp 1-15.
[4] Mustafa, B.A.J., Ali, R., (1989). An energy method for free vibration analysis of stiffened circular cylindrical shells. Computers & structures, 32(2), pp 355-363.
[5] Soedel, W., (1982). On the vibration of shells with Timoshenko-Mindlin type shear deflections and rotatory inertia. Journal of Sound and Vibration, 83(1), pp 67-79.
[6] Suzuki, K., Leissa, A.W., (1986). Exact solutions for the free vibrations of open cylindrical shells with circumferentially varying curvature and thickness. Journal of sound and vibration, 107(1), pp 1-15.
[7] Sivadas, K.R., Ganesan, N., (1991). Free vibration of circular cylindrical shells with axially varying thickness. Journal of sound and vibration, 147(1), pp 73-85.
[8] Zhang, L., Xiang, Y., (2007). Exact solutions for vibration of stepped circular cylindrical shells. Journal of sound and vibration, 299(4-5), pp 948-964.
[9] Bhangale, R.K., Ganesan, N., (2005). Free vibration studies of simply supported non-homogeneous functionally graded magneto-electro-elastic finite cylindrical shells. Journal of Sound and Vibration, 288(1-2), pp 412-422.
[10] Kadoli, R., Ganesan, N., (2006). Buckling and free vibration analysis of functionally graded cylindrical shells subjected to a temperature-specified boundary condition. Journal of sound and vibration, 289(3), pp 450-480.
[11] Paliwal, D.N., Bhalla, V., (1993). Large amplitude free vibrations of cylindrical shell on Pasternak foundations. International journal of pressure vessels and piping, 54(3), pp 387-398.
[12] Chen, W.Q., Ding, H.J., Xu, R.Q., (1998). On exact analysis of free vibrations of embedded transversely isotropic cylindrical shells. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 75(13), pp 961-966.
[13] Pellicano, F., (2007). Vibrations of circular cylindrical shells: theory and experiments. Journal of sound and vibration, 303(1-2), pp 154-170.
[14] Xuebin, L., (2008). Study on free vibration analysis of circular cylindrical shells using wave propagation. Journal of sound and vibration, 311(3-5), pp 667-682.
[15] Lin, C.W., Bell, F.L., (1968). On the non-symmetric vibrations of thin cylindrical shells with clamped-clamped edges. Nuclear Engineering and Design, 7(3), pp 194-200.
[16] Tottenham, H., Shimizu, K., (1972). Analysis of the free vibration of cantilever cylindrical thin elastic shells by the matrix progression method. International Journal of Mechanical Sciences, 14(5), pp 293-310.

[17] Askari, E., Daneshmand, F., (2010). Coupled vibrations of cantilever cylindrical shells partially submerged in fluids with continuous, simply connected and non-convex domain. Journal of Sound and Vibration, 329(17), pp 3520-3536.
[18] Leissa, A.W., Lee, J.K., Wang, A.J., (1983). Vibrations of cantilevered circular cylindrical shells: shallow versus deep shell theory. International Journal of Mechanical Sciences, 25(5), pp 361-383.
[19] Leissa, A.W., Lee, J.K., Wang, A.J., (1983). Vibrations of cantilevered doubly-curved shallow shells. International Journal of Solids and Structures, 19(5), pp 411-424.
[20] Ganesan, N.S.K.R., Sivadas, K.R., (1990). Free vibration of cantilever circular cylindrical shells with variable thickness. Computers & structures, 34(4), pp 669-677.
[21] Annigeri, A.R., Ganesan, N., Swarnamani, S., (2006). Free vibrations of clamped–clamped magneto-electro-elastic cylindrical shells. Journal of Sound and Vibration, 292(1-2), pp 300-314.
[22] Wong, S.K., Bush, W.B., (1993). Axisymmetric vibrations of a clamped cylindrical shell using matched asymptotic expansions. Journal of sound and vibration, 160(3), pp 523-531.
[23] Leissa, A.W., (1969). Vibration of plates. Scientific and Technical Information Division, National Aeronautics and Space Administration.
[24] Leissa, A.W., (1973). Vibration of shells, scientific and technical information office. National Aeronautics and Space Administration, 288.
[25] Ventres, C.S., Dowell, E.H., (1968). Modal equations for the nonlinear flexural vibrations of a cylindrical shell. International Journal of Solids and Structures, 4(10), pp 975-991.
[26] Atluri, S., (1972). A perturbation analysis of non-linear free flexural vibrations of a circular cylindrical shell. International Journal of Solids and Structures, 8(4), pp 549-569.
[27] Birman, V., Bert, C.W., (1987). Non-linear beam-type vibrations of long cylindrical shells. International journal of non-linear mechanics, 22(4), pp 327-334.
[28] Chiba, M., (1993). Non-linear hydroelastic vibration of a cantilever cylindrical tank—I. Experiment (empty case). International journal of non-linear mechanics, 28(5), pp 591-599.
[29] Amabili, M., Pellicano, F., Païdoussis, M.P., (1998). Nonlinear vibrations of simply supported, circular cylindrical shells, coupled to quiescent fluid. Journal of Fluids and Structures, 12(7), pp 883-918.
[30] Amabili, M., Pellicano, F., Païdoussis, M.P., (2000). Non-linear dynamics and stability of circular cylindrical shells containing flowing fluid. Part III: truncation effect without flow and experiments. Journal of Sound and Vibration, 237(4), pp 617-640.
[31] Amabili, M., Karagiozis, K., Païdoussis, M.P., (2009). Effect of geometric imperfections on non-linear stability of circular cylindrical shells conveying fluid. International Journal of Non-Linear Mechanics, 44(3), pp 276-289.
[32] Karagiozis, K., Amabili, M., Païdoussis, M.P., (2010). Nonlinear dynamics of harmonically excited circular cylindrical shells containing fluid flow. Journal of Sound and Vibration, 329(18), pp 3813-3834.
[33] Pellicano, F., Amabili, M., Paıdoussis, M.P., (2002). Effect of the geometry on the non-linear vibration of circular cylindrical shells. International Journal of Non-Linear Mechanics, 37(7), pp 1181-1198.
[34] Sun, S., Liu, L., (2021). Parametric study and stability analysis on nonlinear traveling wave vibrations of rotating thin cylindrical shells. Archive of Applied Mechanics, 91, pp 2833-2851.

[35] Gonçalves, P.B., Silva, F.M.A., Del Prado, Z.J.G.N., (2008). Low-dimensional models for the nonlinear vibration analysis of cylindrical shells based on a perturbation procedure and proper orthogonal decomposition. Journal of Sound and Vibration, 315(3), pp 641-663.
[36] Amabili, M., Sarkar, A., Paıdoussis, M.P., (2003). Reduced-order models for nonlinear vibrations of cylindrical shells via the proper orthogonal decomposition method. Journal of Fluids and Structures, 18(2), pp 227-250.
[37] Amabili, M., (2011). Nonlinear vibrations of laminated circular cylindrical shells: Comparison of different shell theories. Composite Structures, 94(1), pp 207-220.
[38] Kurylov, Y., Amabili, M., (2011). Nonlinear vibrations of clamped-free circular cylindrical shells. Journal of sound and vibration, 330(22), pp 5363-5381.
[39] Jansen, E.L., (2004). A comparison of analytical–numerical models for nonlinear vibrations of cylindrical shells. Computers & structures, 82(31-32), pp 2647-2658.
[40] Jansen, E.L., (2008). A perturbation method for nonlinear vibrations of imperfect structures: application to cylindrical shell vibrations. International Journal of Solids and Structures, 45(3-4), pp 1124-1145.
[41] Popov, A.A., (2004). The application of Hamiltonian dynamics and averaging to nonlinear shell vibration. Computers & structures, 82(31-32), pp 2659-2670..
[42] Bakhtiari-Nejad, F., Bideleh, S.M.M., (2012). Nonlinear free vibration analysis of prestressed circular cylindrical shells on the Winkler/Pasternak foundation. Thin-Walled Structures, 53, pp 26-39.
[43] Seregin, S.V., Leizerovich, G.S., (2016). Free vibrations of circular cylindrical shells with a small added concentrated mass. Journal of Applied Mechanics and Technical Physics, 57, pp 841-846.
[44] Chakravorty, D., Bandyopadhyay, J.N., (1994). Effects of release of boundary constraints on the natural frequencies of clamped, thin, cylindrical shells. Computers & structures, 52(3), pp 489-493.
[45] Kovtunov, V.B., (1993). Dynamic stability and nonlinear parametric vibration of cylindrical shells. Computers & structures, 46(1), pp 149-156.
[46] Amabili, M., Paı¨ doussis, M.P., (2003). Review of studies on geometrically nonlinear vibrations and dynamics of circular cylindrical shells and panels, with and without fluid-structure interaction. Appl. Mech. Rev., 56(4), pp 349-381.
[47] Amabili, M., (2008). Nonlinear vibrations and stability of shells and plates. Cambridge University Press.
[48] Soldatos, K.P., (1984). A comparison of some shell theories used for the dynamic analysis of cross-ply laminated circular cylindrical panels. Journal of sound and vibration, 97(2), pp 305-319.
[49] Chandrashekhara, K., Kumar, D.P., (1998). Static response of composite circular cylindrical shells studied by different theories. Meccanica, 33, pp 11-27.
[50]Soldatos, K.P., Messina, A., (1999). Vibration of completely free composite plates and cylindrical shell panels by a higher-order theory. International Journal of Mechanical Sciences, 41(8), pp 891-918.
[51] Soldatos, K.P., Messina, A., (2001). The influence of boundary conditions and transverse shear on the vibration of angle-ply laminated plates, circular cylinders and cylindrical panels. Computer methods in applied mechanics and engineering, 190(18-19), pp 2385-2409.
[52] Soedel, W., (2004). Vibrations of shells and plates. CRC Press.
[53] Taracila, V., Edelstein, W.A., Kidane, T.K., Eagan, T.P., Baig, T.N., Brown, R.W., (2005). Analytical calculation of cylindrical shell modes: Implications for MRI acoustic noise.

Concepts in Magnetic Resonance Part B: Magnetic Resonance Engineering: An Educational Journal, 25(1), pp 60-64.
[54] Mechefske, C.K., Shao, W., (2005). Analysis of the sound field in finite length infinite baffled cylindrical ducts with vibrating walls of finite impedance. The Journal of the Acoustical Society of America, 117(4), pp 1728-1736.
[55] Mechefske, C.K., Li, G., (2009). Structural–acoustic modal analysis of cylindrical shells: application to MRI scanner systems. Magnetic Resonance Materials in Physics, Biology and Medicine, 22, pp 353-364.
[56] Mechefske, C.K., Wang, F., (2006). Theoretical, numerical, and experimental modal analysis of a single-winding gradient coil insert cylinder. Magnetic Resonance Materials in Physics, Biology and Medicine, 19, pp 152-166.
[57] Edelstein, W.A., Hedeen, R.A., Mallozzi, R.P., El-Hamamsy, S.A., Ackermann, R.A., Havens, T.J., (2002). Making MRI quieter. Magnetic Resonance Imaging, 20(2), pp 155-163.
[58] Mechefske, C.K., Wu, Y., Rutt, B.K., (2002). MRI gradient coil cylinder sound field simulation and measurement. J. Biomech. Eng., 124(4), pp 450-455.
[59] Mechefske, C.K., Yao, G.Z., Rutt, B.K., (2004). Characterization of vibration and acoustic noise in a gradient-coil insert. Magnetic Resonance Materials in Physics, Biology and Medicine, 17, pp 12-27.
[60] Wang, Y., Liu, F., Crozier, S., (2015). Simulation study of noise reduction methods for a split MRI system using a finite element method. Medical Physics, 42(12), pp 7122-7131.
[61]Wang, Y., Liu, F., Weber, E., Tang, F., Jin, J., Tesiram, Y., Crozier, S., (2015). Acoustic analysis for a split MRI system using FE method. Concepts in Magnetic Resonance Part B: Magnetic Resonance Engineering, 45(2), pp 85-96.
[62] Winkler, S.A., Alejski, A., Wade, T., McKenzie, C.A., Rutt, B.K., (2017). On the accurate analysis of vibroacoustics in head insert gradient coils. Magnetic resonance in medicine, 78(4), pp 1635-1645.
[63] Sakhr, J., Chronik, B.A., (2019). Vibrational response of a MRI gradient coil cylinder to time-harmonic Lorentz-force excitations: An exact linear elastodynamic model for shielded longitudinal gradient coils. Applied Mathematical Modelling, 74, pp 350-372.
[64] Sakhr, J., Chronik, B.A., (2021). Parametric modeling of steady-state gradient coil vibration: resonance dynamics under variations in cylinder geometry. Magnetic Resonance Imaging, 82, pp 91-103.
[65] McJury, M.J., (1995). Acoustic noise levels generated during high field MR imaging. Clinical Radiology, 50(5), pp 331-334.
[66] McJury, M.J., (2022). Acoustic noise and magnetic resonance imaging: a narrative/descriptive review. Journal of Magnetic Resonance Imaging, 55(2), pp 337-346.
[67] McJury PhD, M., Shellock PhD, F.G., (2000). Auditory noise associated with MR procedures: a review. Journal of Magnetic Resonance Imaging, 12(1), pp 37-45.
[68] Cho, Z.H., Park, S.H., Kim, J.H., Chung, S.C., Chung, S.T., Chung, J.Y., Moon, C.W., Yi, J.H., Sin, C.H., Wong, E.K., 1997. Analysis of acoustic noise in MRI. Magnetic resonance imaging, 15(7), pp 815-822.
[69] Mechefske, C.K., Geris, R., Gati, J.S., Rutt, B.K., (2001). Acoustic noise reduction in a 4 T MRI scanner. Magnetic Resonance Materials in Physics, Biology and Medicine, 13, pp 172-176.
[70] Cho, Z.H., Chung, S.T., Chung, J.Y., Park, S.H., Kim, J.S., Moon, C.H., Hong, I.K., (1998). A new silent magnetic resonance imaging using a rotating DC gradient. Magnetic resonance in medicine, 39(2), pp 317-321.

[71] Crémillieux, Y., Wheeler-Kingshott, C.A., Briguet, A., Doran, S.J., (1997). STEAM-Burst: a single-shot, multi-slice imaging sequence without rapid gradient switching. Magnetic resonance in medicine, 38(4), pp 645-652.
[72] Goldman, A.M., Gossman, W.E., Friedlander, P.C., (1989). Reduction of sound levels with antinoise in MR imaging. Radiology, 173(2), pp 549-550.
[73] McJury, M., Stewart, R.W., Crawford, D., Toma, E., (1997). The use of active noise control (ANC) to reduce acoustic noise generated during MRI scanning: some initial results. Magnetic resonance imaging, 15(3), pp 319-322.
[74] Chen, C.K., Chiueh, T.D., Chen, J.H., (1999). Active cancellation system of acoustic noise in MR imaging. IEEE transactions on biomedical engineering, 46(2), pp 186-191.
[75] Li, M., Lim, T.C., Lee, J.H., (2008). Simulation study on active noise control for a 4-T MRI scanner. Magnetic resonance imaging, 26(3), pp 393-400.
[76] Li, M., Rudd, B., Lim, T.C., Lee, J.H., (2011). In situ active control of noise in a 4 T MRI scanner. Journal of Magnetic Resonance Imaging, 34(3), pp 662-669.
[77] Chambers, J., Bullock, D., Kahana, Y., Kots, A., Palmer, A., (2007). Developments in active noise control sound systems for magnetic resonance imaging. Applied Acoustics, 68(3), pp 281-295.
[78] Mansfield, P., Glover, P., Bowtell, R., (1994). Active acoustic screening: design principles for quiet gradient coils in MRI. Measurement Science and Technology, 5(8), p 1021.
[79] Mansfield, P., Chapman, B.L., Bowtell, R., Glover, P., Coxon, R., Harvey, P.R., (1995). Active acoustic screening: reduction of noise in gradient coils by Lorentz force balancing. Magnetic resonance in medicine, 33(2), pp 276-281.
[80] Mansfield, P., Bowtell, R.W., (1995). Quite transverse gradiant coils: Lorentz force balanced designs using geometrical similitude. Magnetic resonance in medicine, 34(3), pp 494-497.
[81] Mansfield, P., Haywood, B., (2000). Principles of active acoustic control in gradient coil design. Magnetic Resonance Materials in Physics, Biology and Medicine, 10, pp 147-151.
[82] Mansfield, P., Haywood, B., Coxon, R., (2001). Active acoustic control in gradient coils for MRI. Magnetic Resonance in Medicine: An Official Journal of the International Society for Magnetic Resonance in Medicine, 46(4), pp 807-818.
[83] Edelstein, W.A., Kidane, T.K., Taracila, V., Baig, T.N., Eagan, T.P., Cheng, Y.C.N., Brown, R.W., Mallick, J.A., (2005). Active-passive gradient shielding for MRI acoustic noise reduction. Magnetic Resonance in Medicine: An Official Journal of the International Society for Magnetic Resonance in Medicine, 53(5), pp 1013-1017.
[84] Roozen, N.B., Koevoets, A.H., Den Hamer, A.J., (2008). Active vibration control of gradient coils to reduce acoustic noise of MRI systems. IEEE/ASME transactions on mechatronics, 13(3), pp 325-334.
[85] Wang, Y., Liu, F., Li, Y., Tang, F., Crozier, S., (2016). Asymmetric gradient coil design for use in a short, open bore magnetic resonance imaging scanner. Journal of Magnetic Resonance, 269, pp 203-212.
[86] Li, G., Mechefske, C.K., (2010). A comprehensive experimental study of micro-perforated panel acoustic absorbers in MRI scanners. Magnetic Resonance Materials in Physics, Biology and Medicine, 23, pp 177-185.
[87] Nan, J., Zong, N., Chen, Q., Zhang, L., Zheng, Q., Xia, Y., (2017). A structure design method for reduction of MRI acoustic noise. Computational and Mathematical Methods in Medicine, 2017(1), p 6253428.