

ارتعاشات آکوستیک پوسته استوانه‌ای FML^۱ با استفاده از تئوری برشی مرتبه اول

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۰۸/۲۶

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۰۲/۱۳

محمد صادق فایض^۱، علی تر کاشوند^۱، کامران دانشجو^۲

۱- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

۲- استاد، مهندسی مکانیک دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، kjo0@iust.ac.ir

چکیده

در این مقاله تلاش شده است با استفاده از روشی تحلیلی، افت انتقال صوت در پوسته‌های استوانه‌ای FML بررسی گردد. برای این منظور پوسته استوانه‌ای بلند از جنس FML، در معرض یک موج صوتی صفحه‌ای مایل قرار گرفته است. با توجه به نقش مؤثر روابط برشی در بررسی افت انتقال صوت بخصوص در فرکانس‌های بالا، برای یافتن معادلات ارتعاشی پوسته از تئوری تغییر شکل برشی مرتبه اول (FSDT) استفاده می‌شود. معادلات حرکت پوسته از طریق اصل دالامبر به دست آمده و با اعمال فشارهای آکوستیکی و شرایط مرزی و استفاده از توابع سری‌های بینهایت که با استفاده از الگوریتمی خاص همگرا می‌شوند. مقادیر افت انتقال صوت حاصل از حل عددی با نتایج سایر محققین مقایسه می‌گردد. در این مقاله نشان داده می‌شود که استفاده از استوانه‌ی FML به جای استوانه‌ی کامپوزیتی، فرکانس انطباقی را ۱۸ درصد افزایش می‌دهد. همچنین در ناحیه جرم کنترل افت انتقال صوت نیز می‌تواند تا ۹ درصد افزایش می‌یابد. مشاهده می‌گردد که با کسر حجمی ثابت فلز، قرار دادن لایه‌های آلومینیومی در فواصل دورتر از تار خنثی فرکانس رینگ و انطباقی به ترتیب، ۱۱/۴ و ۱۸/۷ درصد تغییر می‌کنند. همچنین نتایج نشان می‌دهند که با افزایش ۲۰ درصدی کسر حجمی فلز، در یک فرکانس مشخص می‌توان تا ۲۸ درصد افت انتقال صوت را افزایش داد.

واژه‌های کلیدی: پوسته‌های استوانه‌ای، FML، تئوری تغییر شکل‌های برشی مرتبه اول، انتقال صوت.

۲۳

سال ۱۴- شماره ۲

پاییز و زمستان ۱۴۰۲

نشریه علمی

دانش و فناوری هوا فضا



Vibro-acoustic analysis of fiber metal laminate cylindrical shell using first order shear deformation theory

Mohammad Sadegh Fayez¹, Ali Tarkashvand¹, Kamran Daneshjoo²

1- Ph.D student, School of Mechanical engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran

2- Professor, School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran

Abstract

In this research, using analytical method, sound transmission loss in fiber metal laminate (FML) composite cylinder is studied. For this purpose, an infinitely long cylindrical shell composed of FML is subjected to an oblique plane wave. considering the effects of shear forces in the sound transmission loss, specifically at the higher frequencies, the FSMT theory is used to solve the governing equation of the motion. The equation of motion of the shell are obtained by D'Alembert principle. The equations are solved simultaneously using acoustic pressures, boundary conditions and infinite series that converged with a special algorithm, shell equations and acoustic relations. The values of sound transmission loss from numerical solution are validated with other researchers. This study shows that using FML cylinder instead of composite cylinder, the coincidence frequency increases 18 percent. Also in mass control region transmission loss increases 9 percent. It is demonstrated that with constant volume fraction of metal, locating aluminum lamina in farther distance from neutral axis, ring and coincidence frequency changes 11.4 and 18.7 respectively. In addition, results indicate that by increasing of 20 percent of metal volume fraction (MVF), in a specified frequency, transmission loss can be increased 28 percent.

Keywords: Cylindrical shell, FML, first order shear deformation theory, sound transmission.

¹ Fiber Metal Laminate

۱. مقدمه

پوسته‌های استوانه‌ای، چه در خلأ و چه در معرض سیالات داخلی و خارجی، سازه‌هایی ساده، اما بسیار با اهمیت می‌باشند که به‌طور وسیع در صنایع مختلف و جنبه‌های متفاوت مهندسی نظیر هوافضا و خودرو استفاده می‌شوند. اندر کنش بین سازه با سیال، معمولاً باعث انتقال ناخواسته انرژی به‌صورت ارتعاشات آکوستیکی و یا سازه‌ای به پوسته استوانه‌ای می‌گردد که این برهم‌کنش ناخواسته انرژی، نه‌تنها باعث آلودگی صوتی در سازه می‌شود، بلکه ممکن است منجر به شکست‌های فاجعه‌بار در سیستم شود. با توجه به گستردگی این نوع پوسته‌ها در صنایع کاربردی، اهمیت بررسی آن‌ها در موضوع تقابل با عوامل صوت و نویز، و همچنین لزوم کاهش انتقال اثرات این عوامل به داخل و یا خارج سازه، بخش زیادی از تحقیقات در زمینه علم آکوستیک را به خود اختصاص داده است. ارتعاشات و انتقال صوت در سازه‌های منحنی شکل و پوسته‌های استوانه‌ای توسط محققین زیادی مورد بررسی قرار گرفته است [۱-۳]. بلیس [۴] در مقاله‌ای به بررسی پوسته‌های استوانه‌ای اورتوتروپ و طولیل پرداخت. وی دو زاویه مستقل برای برخورد موج صفحه‌ای به پوسته استوانه‌ای، به منظور محاسبه ثابت میدان انتشار موج انتقالی ارائه داد. کیم و همکارانش [۵-۶] بررسی‌های گذشته را در زمینه انتقال صوت در پوسته‌های استوانه‌ای به شکلی متفاوت ادامه و با استفاده از روش‌های تحلیلی و آزمایشگاهی مقادیر افت انتقال صوت را در این نوع پوسته‌ها مورد مطالعه خود قرار دادند. پس از کیم، دانشجو و همکارانش [۷] تلاش کردند تا مطالعه کیم را که محدود به مطالعه پوسته‌های استوانه‌ای ایزوتروپ بود، برای پوسته‌های

استوانه‌ای تشکیل شده از کامپوزیت‌های لایه‌ای ادامه دهند. در این بررسی حلی تحلیلی با استفاده از حل هم‌زمان معادلات حرکت پوسته استوانه‌ای کامپوزیتی و معادلات امواج صوتی ارائه گردید و درنهایت آن‌ها دریافتند که استفاده از خواص پوسته‌های کامپوزیتی در انتقال صوت مؤثر است. دانشجو [۸-۹] در ادامه مطالعات خود در رشته مقالاتی به بررسی اثرات برش عرضی که در کارهای گذشته از آن صرف‌نظر شده بود، پرداخت. پس از به‌دست‌آمدن معادلات حرکت پوسته استوانه‌ای مبتنی بر تمامی معادلات جابجایی در هر سه راستای مختصات، به حل هم‌زمان آن‌ها و معادلات مربوط به امواج صوت پرداخته شد و با استفاده از الگوریتم همگرایی کیم، نتایج افت انتقال صوت به‌دست‌آمد. نتایج نشان دادند که اثرات برش و چرخش در بررسی افت انتقال صوت در پوسته‌های استوانه‌ای اورتوتروپ، تنها در فرکانس‌های پایین قابل صرف‌نظر می‌باشد. در حقیقت در فرکانس‌های بالا این اثرات، باعث کاهش مقادیر افت انتقال صوت و یا افزایش میزان انتقال صوت ورودی به داخل پوسته استوانه‌ای شده‌اند و صرف‌نظر از آن‌ها می‌تواند باعث اثرات جبران‌ناپذیری گردد. بنابراین استفاده از تئوری مرتبه اول برشی به خصوص در فرکانس‌های بالا نسبت به تئوری کلاسیک پوسته‌ها، نتایجی مطلوب‌تری ارائه می‌نماید. هاشمی‌نژاد و رجبی [۱۰] مشخصه‌های پراکندگی آکوستیکی پوسته‌های استوانه‌ای جدار ضخیم را با استفاده از روش بسط تابع موج بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که طیف رزونانس سازه به‌طور مشخصی به ضخامت پوسته بستگی دارد. ژو و همکاران [۱۱] در مقاله‌ای به بررسی افت انتقال صدا در پوسته استوانه‌ای دوجداره ساخته شده از مواد متخلخل



تحت شرایط مرزی دوجداره پرداختند. اصغری و همکاران [۱۲] افت انتقال صوت در پوسته‌های استوانه‌ای ساندویچی سه جداره را در حضور جریان خارجی به صورت تحلیلی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها دریافتند ساختاری که تعداد بیشتری از شکاف‌های هوا را در خود جای داده است، عملکرد بهتری در کاهش انتقال صوت به داخل سیستم، تقریباً در سراسر بازه فرکانسی دارد. در ادامه دانشجو و همکاران [۱۳-۱۴] در مقاله‌هایی افت انتقال صوت در پوسته استوانه‌ای FGM را در حضور جریان مادون صوت بررسی نمودند. آنها با بهره‌گیری از تئوری سه‌بعدی الاستیسیته و با استفاده از ماتریس انتقال، معادلات حرکت را استخراج نمودند. در ادامه اثرات زوایای مختلف برخورد، سرعت سیال، ضخامت و دیگر پارامترها را بر روی افت انتقال صوت بررسی نمودند. آنها دریافتند که با افزایش عدد ماخ، افت انتقال صوت در نواحی سفتی کنترل کاهش و در ناحیه جرم کنترل افزایش می‌یابد. طالبی‌توتی و همکاران [۱۵] با استفاده از تئوری الاستیسیته سه بعدی، انتقال صوت در پوسته‌های استوانه‌ای ارتوتروپیک دوجداره تحت برخورد موج با دو زاویه مختلف را بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که میزان افت انتقال صوت در پوسته‌های استوانه‌ای دوجداره نسبت به پوسته‌های استوانه‌ای تک جداره، به خصوص در فرکانس‌های بالا، بیشتر می‌باشد. پاسخ تابش آکوستیکی برای یک پنل دو محوره را تحت تحریک هارمونیک بررسی نمودند. آن‌ها اثرات شرایط تکیه‌گاهی مختلف و نسبت ابعاد هندسی سازه را مطالعه نمودند. سازه‌های کامپوزیتی به دلیل داشتن نسبت استحکام به وزن بالا کاربردهای گسترده‌ای در صنایع مختلف به خصوص هوافضا دارند. FMLها

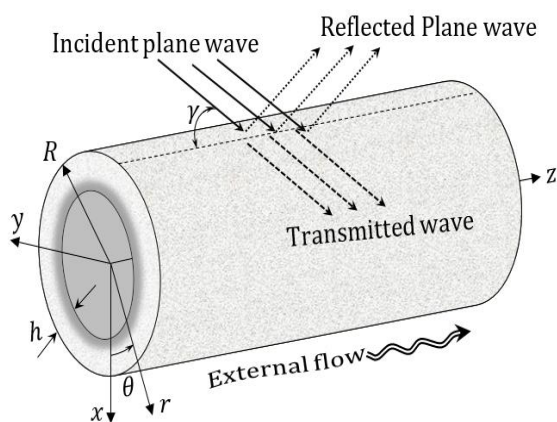
سازه‌های کامپوزیتی هیبریدی هستند که با استفاده از لایه‌های فلزی می‌توانند مقاومت کامپوزیت را افزایش دهد. این سازه‌ها مشخصه‌های فلز مانند نرمی و مقاومت در برابر ضربه را با خواص الیاف کامپوزیت مانند نسبت استحکام به وزن بالا، مقاومت در برابر خستگی و خوردگی ترکیب می‌کنند و باعث بهبود خواص کلی سازه کامپوزیتی می‌گردند. با توجه به مزایای یاد شده استوانه‌های ساخته شده از مواد FML کاربرد گسترده‌ای در صنایع مختلف به خصوص هوافضا دارد. بیشتر این سازه‌های یاد شده تحت بارهای مختلف ارتعاشی واقع می‌شوند. برخی از محققین به بررسی کمانش پوسته‌های استوانه‌ای پرداختند. همچنین مطالعات گسترده‌ای در مورد ارتعاشات آزاد این پوسته‌ها نیز انجام گردیده است [۱۶-۱۸]. برای مثال خلیلی و همکاران [۱۹] به بررسی ارتعاشات اجباری پوسته‌های استوانه‌ای به کمک تئوری برشی مرتبه اول پرداختند. آن‌ها اثرات کسر حجمی، لایه‌چینی پوسته‌های استوانه‌ای و پارامترهای هندسی را بر پاسخ و فرکانس طبیعی سازه مورد بررسی قرار دادند. بنات و همکاران [۲۰] رفتار کمانشی یک پروفیل FML را به صورت آزمایشگاهی بررسی نمودند. قاسمی و همکاران [۲۱-۲۲] کمانش پوسته‌های استوانه‌ای FML تحت بارگذاری‌های محوری و پیچشی را مورد ارزیابی قرار دادند. همچنین ارتعاشات آزاد پوسته‌های استوانه را نیز با استفاده از تئوری تنش کوپل بهبود یافته مطالعه نمودند. آن‌ها فرکانس‌های طبیعی پوسته‌های استوانه‌ای را برای کسرهای حجمی مختلف الیاف و فلز، لایه‌چینی و نسبت‌های مختلف شعاع به طول محاسبه نمودند. بررسی آن‌ها نشان داد که لمینت‌های ساخته شده از آرامید و آلومینیوم



در نهایت فرض می‌شود که محفظه پوسته داخلی بدون انعکاس است. بنابراین هیچ موج انعکاس یافته‌ای در داخل محفظه وجود ندارد. با در نظر گرفتن تئوری تغییر شکل‌های برشی مرتبه اول، روابط کرنش‌ها و تنش‌ها به دست آمده و سپس معادلات حرکت با استفاده از اصل دالامبر ارائه می‌شوند. از طرف دیگر، معادلات مربوط به صوت در اطراف پوسته به دست آمده و در نهایت تلاش شده است تا با حلی تحلیلی، رفتار آکوستیکی سازه بررسی شود.

۲. بیان مسئله

همانگونه که در شکل (۱) مشاهده می‌شود پوسته استوانه‌ای با شعاع داخلی R و ضخامت خارجی h در معرض تابش یک موج صوتی مایل قرار می‌گیرد که این موج با زاویه γ در راستای صفحه $Z-X$ به استوانه نامحدود برخورد می‌کند و قسمتی از موج تابیده شده از استوانه عبور می‌کند و بخشی از آن منعکس می‌گردد. همچنین در لایه بیرونی پوسته استوانه‌ای یک جریان یکنواخت با سرعت ثابت V در حال گذر است.



شکل ۱. استوانه‌ای در معرض جریان‌ها و فشارهای سیال.

فرکانس‌های بالاتری را دارا هستند. پایگانه و همکاران [۲۳] پاسخ دینامیکی یک پوسته تحت برخورد با سرعت پایین را بررسی نمودند. آن‌ها با استفاده از تئوری برشی مرتبه اول و استفاده از سری‌های فوریه معادلات حاکم بر مسئله را به دست آوردند. همچنین برای مدلسازی برهم‌کنش بین جسم برخورد کننده و ورق از یک مدل دو بعدی جرم و فنر استفاده شد. نتایج آن‌ها نشان داد که برخی از پارامترها مانند لایه‌چینی، جرم و سرعت برخورد کننده و نسبت عرض به طول ورق تاثیر بسزایی در پاسخ دینامیکی پوسته دارد. نظری و همکاران [۲۴] در مقاله‌ای ارتعاشات آزاد پوسته‌های استوانه‌ای FML را به منظور یافتن زوایای بهینه قرارگیری فیبرهای تقویت کننده بررسی نمودند.

با توجه مطالعات صورت گرفته، تا کنون ارتعاشات آکوستیک سازه‌های FML مورد بررسی قرار نگرفته است، بنابراین در این مقاله تلاش شده است تا با استفاده از روش‌های تحلیلی، خواص صوت در پوسته استوانه‌ای کامپوزیتی FML، بررسی شود. برای این منظور، پوسته در معرض یک موج صوتی صفحه‌ای مایل قرار گرفته است که در نتیجه آن قسمتی از امواج منعکس و قسمتی نیز به داخل پوسته انتقال یافته است. در جدار خارجی پوسته یک جریان یکنواخت با سرعت ثابت در حال عبور است و محیط‌های سیال در داخل و خارج پوسته متفاوت می‌باشد. برای ساده‌سازی سیستم مورد مطالعه، فرض‌هایی در نظر گرفته شده است. به‌عنوان اولین فرض، طول لوله بی‌نهایت و محیط آکوستیکی و پوسته توسط موج‌های پیشرونده تشریح می‌گردند. همچنین موج برخوردی به سیستم، یک موج صفحه‌ای بوده که از فضای خارج وارد می‌شود.

۳. معادلات حاکم

۳-۱. استخراج معادله حرکت پوسته استوانه‌ای

در این بخش ارتعاشات ناشی از برخورد صوت به پوسته استوانه‌ای کامپوزیتی چندلایه با استفاده از تئوری تغییر شکل برشی مرتبه اول بررسی می‌شود. با استفاده از اصل دالامبر و ساده سازی معادلات حرکت پوسته به صورت زیر استخراج می‌شود [۱۹].

$$\frac{\partial N_z}{\partial z} + \frac{1}{R} \frac{\partial N_{z\varphi}}{\partial \varphi} + q_z(z, \varphi, t) = I_1 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + I_2 \frac{\partial^2 \beta_z}{\partial t^2} \quad (۳-۱)$$

$$\frac{\partial N_{z\varphi}}{\partial z} + \frac{1}{R} \frac{\partial N_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{Q_\varphi}{R} + q_\varphi(z, \varphi, t) = \left(I_1 + \frac{2I_2}{R} \right) \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + \left(I_2 + \frac{I_3}{R} \right) \frac{\partial^2 \beta_\varphi}{\partial t^2} \quad (۳-۲)$$

$$\frac{\partial Q_z}{\partial z} + \frac{1}{R} \frac{\partial Q_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{N_\varphi}{R} + q_r(z, \varphi, t) = I_1 \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (۳-۳)$$

$$\frac{\partial M_z}{\partial z} + \frac{1}{R} \frac{\partial M_{z\varphi}}{\partial \varphi} - Q_z + m_z(z, \varphi, t) = I_3 \frac{\partial^2 \beta_z}{\partial t^2} + I_2 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (۳-۴)$$

$$\frac{\partial M_{z\varphi}}{\partial z} + \frac{1}{R} \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi} - Q_\varphi + m_\varphi(z, \varphi, t) = I_3 \frac{\partial^2 \beta_\varphi}{\partial t^2} + \left(I_2 + \frac{I_3}{R} \right) \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \quad (۳-۵)$$

که در آن I_1, I_2, I_3 به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۵]:

$$I_1, I_2, I_3 = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} (1, x, x^2) \rho_k dx \quad (۲)$$

که ρ_k چگالی هر لایه می‌باشد.

β_φ و β_z به ترتیب چرخش‌ها در صفحه $(x-z)$ و $(\varphi-x)$ ، q_z, q_φ, q_x نیروهای تحریک، m_φ, m_z ممان‌های تحریک می‌باشند که دارای ۱۵ مجهول u, v, w (مؤلفه‌های تغییر مکان یا جابجایی)، β_φ و β_z (شیب‌ها)

$M_z, M_\varphi, M_{z\varphi}, M_{z\varphi\varphi}$ (منتجه‌های گشتاور) و $N_z, N_\varphi, N_{z\varphi}, N_{z\varphi\varphi}$ (منتجه‌های نیرو می‌باشند).

۳-۲. ماتریس سفتی پوسته

نیروهای برآیند تنش، گشتاور و نیروی برشی عمودی در رابطه‌ی (۱) مطابق با تئوری برشی مرتبه اول برابر است با [25]:

$$N^T = \{N_z, N_\varphi, N_{z\varphi}\} \quad (۳-الف)$$

$$M^T = \{M_z, M_\varphi, M_{z\varphi}\} \quad (۳-ب)$$

$$Q^T = \{Q_z, Q_\varphi\} \quad (۳-ج)$$

و به صورت زیر نشان داده می‌شوند:

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{N} \\ \mathbf{M} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{B} \\ \mathbf{B} & \mathbf{D} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e^T \\ k^T \end{Bmatrix} \quad (۴)$$

$$Q = [\mathbf{H}] \begin{Bmatrix} \gamma_{xz} \\ \gamma_{\varphi x} \end{Bmatrix} \quad (۵)$$

در رابطه‌های (۴) و (۵) $\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{D}$ و \mathbf{H} به ترتیب برابر با ماتریس‌های کششی، کوپلینگ، خمشی و ضخامت سفتی برشی می‌باشد و به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۶]:

$$Q = [\mathbf{H}] \begin{Bmatrix} \gamma_{xz} \\ \gamma_{\varphi x} \end{Bmatrix} \quad (۶)$$

$$A_{ij}, B_{ij}, D_{ij} = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} (1, x, x^2) \bar{Q}_{ij} dx \quad (۷)$$

, $(i, j = 1, 2, 6)$

$$H_{ij} = k_0 \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \bar{Q}_{ij} dx \quad (۸)$$

, $(i, j = 4, 5)$

که در رابطه (۸)، k_0 فاکتور تصحیح برش می‌باشد که توسط میندلین تعریف و برابر با $\frac{\pi^2}{12}$ می‌باشد. \bar{Q}_{ij} ماتریس انتقال سفتی کاهش یافته می‌باشد که با توجه به خصوصیات پوسته به کار می‌رود. در رابطه‌ی (۴) و (۵)، $e^T = \{\varepsilon_z, \varepsilon_\varphi, \varepsilon_{z\varphi}\}$ ، $k^T = \{\gamma_{xz}, \gamma_{\varphi x}\}$ بردار کرنش مهندسی سطح میانی، $\gamma_{\varphi x}$ و γ_{xz}



$$c_3^2 \nabla^2 P_3^T - \frac{\partial^2 P_3^T}{\partial t^2} = 0 \quad (13)$$

که در آن P_3^T بیانگر موج انتقالی می‌باشد. همچنین رابطه فشار $P^I + P_1^R$ نیز بین تمامی فشارهای مربوط به امواج برخورد انتقالی و انعکاسی برقرار است.

۴-۳. شرایط مرزی

با استفاده از تعادل نیروها در سطوح داخلی و خارجی پوسته و بازنویسی روابط، معادلات زیر حاصل می‌گردد [۹]:

$$\left. \frac{\partial(P^I + P_1^R)}{\partial w} \right|_{w=R} = -\rho_1 \left(\frac{\partial}{\partial t} + V \cdot \nabla \right)^2 w \quad (14)$$

$$\frac{\partial P_3^T}{\partial w} = -\frac{\rho_3 \partial^2 w}{\partial t^2}$$

این معادلات مربوط به معادلات اولر بوده و بیانگر این است که شتاب جزئی سیال در مرز پوسته با شتاب ارتعاشی پوسته برابر می‌باشد [۱۲].

۵-۳. معادلات ارتعاشات آکوستیک

موج صفحه‌ای برخورد در یک هندسه استوانه‌ای به شکل (۱) را می‌توان به صورت زیر نشان داد [۷]:

$$P_1^I(u, v, w, t) = P_0 \sum_{n=0}^{\infty} \epsilon_n (-j)^n J_n(k_{1r} r) \exp(j(\omega t - k_{1z} z - n\varphi)) \quad (15)$$

ضریب نیومن ϵ_n به صورت زیر است:

$$\epsilon_n = \begin{cases} 1 & (n = 0) \\ 2 & (n \geq 1) \end{cases} \quad (16)$$

$$k_{1z} = k_1 \cos(\gamma)$$

$$k_{1r} = k_1 \sin(\gamma)$$

در روابط بالا k_1 عدد موج در سیال متحرک و J_n تابع بسل نوع اول از مرتبه n ، P_0 بزرگی موج برخورد، n اعداد صحیح نامنفی، $j = \sqrt{-1}$ و

گرنش برشی عمودی و $k^T = \{k_z, k_\varphi, k_{z\varphi}\}$ بردار انحنا و پیچش پوسته‌ای تعریف شده با تقریب تئوری اولیه‌ی لاو به صورت زیر می‌باشد [۲۵]:

$$\begin{pmatrix} \epsilon_z^\circ \\ \epsilon_\varphi^\circ \\ \gamma_{z\varphi}^\circ \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial z} \\ \frac{1}{R} \frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{w}{R} \\ \frac{1}{R} \frac{\partial u}{\partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (9)$$

$$\begin{pmatrix} k_z \\ k_\varphi \\ k_{z\varphi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial \beta_z}{\partial z} \\ \frac{1}{R} \frac{\partial \beta_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{1}{R} \\ \frac{1}{R} \frac{\partial \beta_z}{\partial \varphi} + \frac{\partial \beta_\varphi}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (10)$$

$$\begin{pmatrix} \gamma_{xz}^\circ \\ \gamma_{\varphi x}^\circ \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \beta_z + \frac{\partial w}{\partial z} \\ \beta_\varphi + \frac{1}{R} \frac{\partial w}{\partial \varphi} - \frac{v}{R} \end{pmatrix} \quad (11)$$

۳-۳. روابط آکوستیک

با توجه به اینکه چگالی و سرعت امواج آکوستیکی در محیط داخلی و خارجی پوسته به ترتیب (ρ_1, c_1) و (ρ_3, c_3) می‌باشد، معادله امواج آکوستیک در فضای خارجی پوسته به صورت معادله (۱۲) تعریف می‌شود [۷].

$$c^2 \nabla^2 (P^I + P_1^R) - \left(\frac{\partial}{\partial t} + V \cdot \nabla \right)^2 (P^I + P_1^R) = 0 \quad (12)$$

که در آن P^I معرف فشار موج برخورد و P_1^R فشار موج منعکس شده می‌باشند. همچنین گرادیان، ∇^2 عامل لاپلاسین در سیستم مختصات استوانه‌ای و V سرعت سیال خارجی می‌باشد.

برای فضای داخلی پوسته نیز معادله امواج آکوستیک به صورت رابطه (۱۳) تعریف می‌گردد.

[۷]:



ω فرکانس زاویه‌ای بر حسب رادیان بر ثانیه می‌باشند.

عدد موج نیز در یک سیال متحرک به صورت زیر بیان می‌شود [۹]:

$$k_1 = \frac{\omega}{c_1} \left(\frac{1}{1 + M_1 \sin(\gamma)} \right) \quad (17)$$

که در آن $M_1 = \frac{V}{c_1}$ عدد ماخ برای جریان خارجی و V سرعت سیال اطراف استوانه است. به دلیل اینکه امواج گذرا در محیط صوت و در پوسته، ناشی از امواج برخورد گذرا می‌باشند، برای اعداد موج در راستای w در سیستم باید روابط زیر برقرار باشند [۹]:

$$k_{3z} = k_{1z}, \quad k_{3r} = \sqrt{k_3^2 - k_{3z}^2} \quad (18)$$

$$k_3 = \frac{\omega}{c_1}$$

روابط امواج تابیده شده از پوسته به طرف خارج و داخل پوسته به صورت زیر قابل نمایش هستند [۷]:

$$P_3^T(u, v, w, t) = \sum_{n=0}^{\infty} P_{3n}^R H_n^1(k_{3r}r) \exp(j\omega t - k_{1z}z - n\varphi) \quad (19\text{-الف})$$

$$P_3^T(u, v, w, t) = \sum_{n=0}^{\infty} P_{1n}^R H_n^2(k_{1r}r) \exp(j\omega t - k_{1z}z - n\varphi) \quad (19\text{-ب})$$

که در معادله (۱۹) H_n^1, H_n^2 توابع هنکل از نوع اول و دوم و برای مرتبه n می‌باشند.

روابط جابجایی و چرخش‌ها برای سطح مبنای پوسته به صورت رابطه (۲۰) هستند [۷]:

$$\begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ \beta_z \\ \beta_\varphi \end{bmatrix} = \sum_{n=0}^{\infty} \begin{bmatrix} jU_{1n} \\ jV_{1n} \\ jW_{1n} \\ j\beta_{xn} \\ j\beta_{\varphi 1n} \end{bmatrix} \exp(j(\omega t - k_{1z}z - n\varphi)) \quad (20)$$

از جایگذاری معادله (۱۵) تا (۱۹) در معادلات حرکت پوسته (۱) و شرایط مرزی (۱۴)، هفت معادله ارتعاشات آکوستیک بر حسب اعداد موج و فرکانس‌ها حاصل می‌گردد.

۳-۶. افت انتقال صوت

افت انتقال صوت (TL) نسبت توان موج برخورد به توان موج منتقل شده در یک طول واحد استوانه می‌باشد و به صورت زیر تعریف می‌شود [۷]:

$$TL = 10 \log_{10} \frac{W^I}{W^T} \quad (21)$$

که در آن W^T معرف توان موج منتقل شده در طول واحد استوانه است و به صورت زیر تعریف می‌گردد [۹]:

$$W^T = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \int_0^{2\pi} P_3^T \frac{\partial (u_3)^*}{\partial t} R d\theta \right\}_{r=R} \quad (22)$$

که در آن، $\operatorname{Re}\{-\}$ و علامت * به ترتیب قسمت حقیقی و مزدوج عبارت می‌باشند. با قرار دادن P_3^T و u_3 به دست آمده از حل روابط قبل در معادله فوق می‌توان W^T را به صورت زیر نوشت:

$$W^I = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \{ P_3^T H_n^1(k_{1r}r) \cdot (j\omega U_{3n})^* \} \times \int_0^{2\pi} \cos^2[n\varphi] R d\varphi \quad (23)$$

که در رابطه بالا $r = R$

$$\frac{\pi R}{\varepsilon_n} \times \operatorname{Re} \{ P_{3n}^T H_n^1(k_{3r}r) \cdot (j\omega U_{3n})^* \} \quad (24)$$

$$W^I = \sum_{n=0}^{\infty} W_n^I$$

توان کلی موج برخورد در واحد طول استوانه



نیز به صورت زیر است [۷]:

$$W^I = \frac{\sin(\gamma) P_0^2}{\rho_1 c_1} \times R \quad (25)$$

در نهایت نیز افت انتقال صوت به صورت رابطه

(۲۶) حاصل می‌گردد [۲۷]

(۲۶)

$$TL = -10 \log_{10} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{Re\{P_{3n}^T H_n^A(k_{3r} r) \cdot (j\omega U_{3n})^*\} \cdot \rho_1 c_1 \pi}{\varepsilon_n \sin(\gamma_1) \cdot P_0^2}$$

۴. الگوریتم همگرایی

همانگونه که مشاهده می‌شود، با در نظر گرفتن

معادلات حرکت (۱۵) تا (۲۶) جواب‌های

$u, v, w, \beta_z, \beta_\phi, P_{3n}^R, P_{1n}^R$ به صورت سری

حاصل می‌گردد. بنابراین لازم است از تعداد

مودهای کافی در تحلیل‌ها استفاده گردد. در

گذشته، ضرایب افت انتقال برای یک پوسته

استوانه‌ای نازک توسط تنگ [۱۸] و همکارانش

بدون در نظر گرفتن مسئله همگرایی محاسبه شده

است. زمانی که مسئله همگرایی در یک فرکانس

معین مورد ارزیابی واقع شود، در تمامی

فرکانس‌های کمتر از آن فرکانس نیز این شرط

برقرار خواهد بود زیرا در فرکانس‌های بالاتر تعداد

جملات بیشتری برای محاسبه میزان افت انتقال

نیاز می‌باشد، بنابراین لازم است که تعداد مودهای

مورد نیاز برای همگرایی برای بالاترین فرکانس

مربوط به بازه دلخواه فرکانسی مورد بررسی قرار

گیرد.

شکل (۲) الگوریتم همگرایی به کار گرفته شده

در این تحلیل را نشان می‌دهد. برای برقراری این

الگوریتم در هر فرکانس یک حلقه همگرایی در

نظر گرفته می‌شود. بنابراین در هر فرکانس، از مود

اول دستگاه معادلات ارتعاشات آکوستیک را حل

نموده و مجهولات را یافته و مقدار افت انتقال

صوت محاسبه می‌گردد. سپس مقدار به دست آمده

را با مقدار افت حاصل از مود دوم مقایسه می‌کند.

اگر اختلاف بین دو مقدار کمتر از 10^{-1} نباشد،

مسیر برای مود سوم تکرار می‌شود. این امر تا

زمانی ادامه می‌یابد که اختلاف مقدار افت بین مود

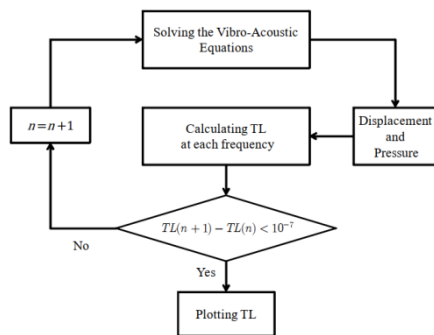
n و $n+1$ از 10^{-1} کمتر گردد. در این صورت

شرط همگرایی حادث شده و مقدار افت انتقال

صوت به دست آمده، مقدار مربوط به فرکانس خاص

در شکل مود مربوطه می‌باشد. و این روند حل

برای فرکانس‌های مورد نظر مسئله تکرار می‌شود.



شکل ۲. الگوریتم همگرایی مسئله

شکل (۳) نمودار همگرایی در پوسته استوانه‌ای

با شعاع $1/83$ متر در فرکانس‌های 5000 ، 10000

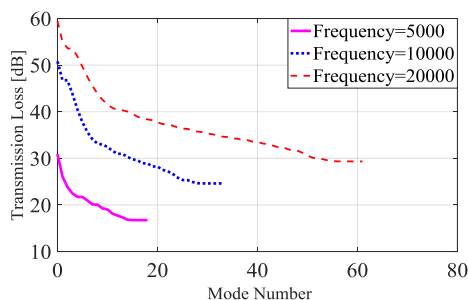
و 20000 هرتز را نشان می‌دهد. مطابق شکل،

همگرایی در فرکانس‌های بالا در مودهای بالاتری

اتفاق می‌افتد. به عنوان مثال در فرکانس 20000

هرتز همگرایی در مود ۶۲ اتفاق می‌افتد. خواص

پوسته استوانه‌ای در جدول (۲) ذکر گردیده است.



شکل ۳. نمودار همگرایی برای پوسته استوانه‌ای FML

۵. نتایج

مدل تئوری به دست آمده، این قابلیت را دارد که برای طراحی سیستم‌های استوانه‌ای شکل تشکیل شده از مواد (FML) که در معرض ارتعاشات آکوستیکی می‌باشند به کار رود. برای نشان دادن صحت مدل، نتایج در حالت پوسته استوانه‌ای ایزوتروپ با نتایج لی [۶] و بلیس [۴] که با ارائه حل تحلیلی جدیدتر به حل مسئله پرداخته‌اند مقایسه می‌شوند.

در جداول (۱-۵) و (۲-۵) خواص محیطی و فیزیکی استوانه‌های کامپوزیتی به کار رفته ذکر گردیده است. همچنین استوانه مورد نظر را ۱۰ لایه در نظر می‌گیریم. در تمام این مقاله از استوانه FML ۱۰ لایه با کسر حجمی ۰/۵ استفاده می‌گردد.

جدول ۱. پارامترهای محیطی و هندسی پوسته آلومینیومی [۵]

سیال	فلز	حفره	محیط
سیال	آلومینیوم	هوا	هوا
چگالی ($\frac{kg}{m^3}$)	۲۷۶۰	۰/۹۳۸۹	۱/۲۱
مدول یانگ (GPa)	۷۲	-	-
ضریب پویسان	۰/۳	-	-
شعاع (m)	۰/۱	-	-
ضخامت (mm)	۱	-	-

خواص کامپوزیت FML مورد مطالعه مطابق جدول ۲

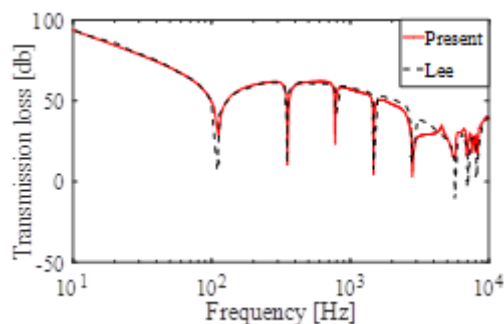
است

جدول ۲. پارامترهای محیطی و هندسی پوسته گرافیت اپوکسی

سیال	پوسته	حفره	محیط
سیال	اپوکسی شیشه	آلومینیوم	هوا
چگالی ($\frac{kg}{m^3}$)	۱۶۰۰	۲۷۶۰	۱/۲۱
مدول یانگ E_1	۱۳۸	۷۲	-
مدول یانگ E_2	۸۹	۷۲	-
مدول برشی G_{12}	۷/۱	۲۷	-
ضریب پویسان	۰/۳	۰/۳	-
شعاع (m)	۱/۸۲	۰/۱	-
ضخامت (mm)	۰/۱۸۹	۱	-
سرعت صوت	-	-	۳۴۳
زاویه برخورد	۴۵	-	-

۵-۱. اعتبار سنجی

در شکل‌های (۴) و (۵) به صحت سنجی کد نوشته شده با مقاله‌های بلیس [۴] و لی [۶] پرداخته می‌شود. مشاهده می‌گردد که همخوانی خوبی بین کد نوشته شده و مقاله آقای Lee وجود دارد.

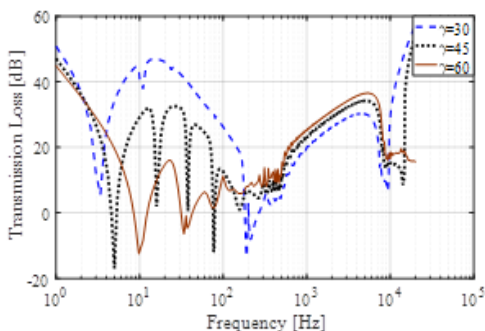


شکل ۴. مقایسه مقاله حاضر (FSDT) با مقاله لی [۶].

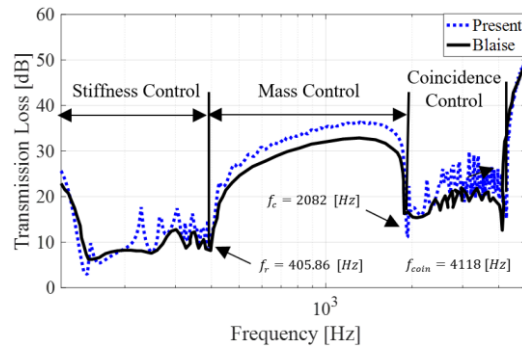
انتقال صوت در پوسته دارای ورق‌های فلزی به میزان ۹ درصد افزایش می‌یابد. دلیل این اتفاق استحکام بیشتر استوانه‌ای FML می‌باشد. بنابراین با افزایش سفتی سازه به دلیل وجود ورق‌های فلزی، میزان افت صوت افزایش می‌یابد.

۳-۵. اثرات زاویه

شکل (۷) اثر زاویه برخورد را بر روی پوسته استوانه‌ای بررسی می‌کند. برای این منظور یک پوسته استوانه‌ای FML با کسر حجمی ۵۰ درصد مورد بررسی قرار می‌گیرد. با توجه به این شکل با افزایش زاویه برخورد از ۳۰ به ۴۵ درجه و از ۴۵ به ۶۰، در منطقه Stiffness-Controlled یعنی پایین‌تر از فرکانس رینگ (فرکانس رینگ به فرکانسی اطلاق می‌گردد که در آن طول موج مربوط به موج طولی برابر با طول موج مربوط به موج محیطی پوسته می‌شود) میزان افت صدا به ترتیب تا ۳۱ درصد و ۴۹ درصد کاهش می‌یابد. در فرکانس‌های بالا با افزایش زاویه، فرکانس انطباقی (جایی که سرعت تریس موج آکوستیک برابر با سرعت موج خمشی در پوسته می‌شود) به جلو انتقال می‌یابد که این مقدار بین زاویه ۳۰ و ۴۵ برابر با ۵۳۰۰ خواهد بود.



شکل ۷. افت صدا برای استوانه‌ای FML با توجه به زاویه برخورد.

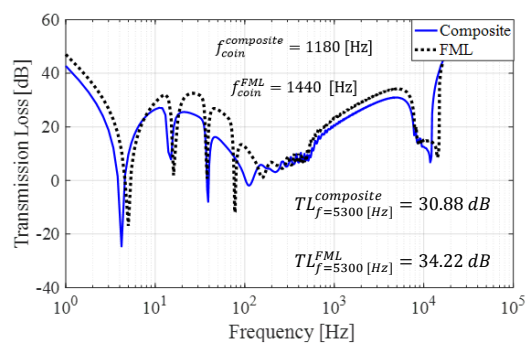


شکل ۵. مقایسه مقاله حاضر (FSDT) با مقاله بلیس [۴].

۲-۵. میزان افت صوت در یک استوانه

کامپوزیتی با یک استوانه FML

شکل (۶) میزان افت صوت را برای دو پوسته استوانه‌ای FML و گرافیت/اپوکسی مورد بررسی قرار می‌دهد. در این بررسی یک پوسته‌ی استوانه‌ای گرافیت/اپوکسی با لایه‌چینی $[0/90/0/90/0]_s$ و یک پوسته استوانه‌ای FML با کسر حجمی ۵۰ درصد تحت بار صفحه‌ای قرار می‌گیرد. همانطور که از شکل مشاهده می‌شود استوانه‌ی FML میزان افت صوت بیشتری به نسبت کامپوزیت گرافیت اپوکسی دارد. در این حالت فرکانس رینگ به میزان ۱۸ درصد افزایش می‌یابد.



شکل ۶. مقایسه میزان افت صوت کامپوزیت Graphite/Epoxy با استوانه‌ی FML (کسر حجمی استوانه FML برابر با ۵۰ درصد در نظر گرفته شده است).

همچنین در ناحیه جرم کنترل میزان افت

۴-۵. اثرات لایه چینی

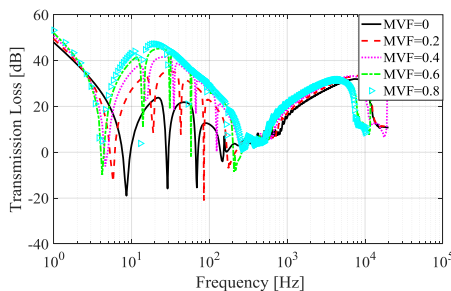
در شکل (۸) اثر لایه چینی بر میزان افت صوت یک استوانه‌ی FML مورد بررسی قرار گرفته است. در این شکل دو پوسته استوانه‌ای ۱۰ لایه‌ای متقارن، که در یکی لایه‌های زوج فلزی و در دیگری لایه‌های فرد به صورت فلزی می‌باشد. همانطور که مشاهده می‌شود تغییر لایه چینی باعث تغییر فرکانس رینگ به اندازه ۲۴ هرتز (۱۱/۳ درصد) شود. همچنین فرکانس انطباقی نیز ۲۱۰۰ هرتز (۱۸/۷ درصد) تغییر می‌کند. در استوانه‌ی که لایه‌های فرد به صورت فلزی می‌باشد، فرکانس رینگ و انطباقی در فرکانس‌های پایین‌تر اتفاق می‌افتد.

$$f_{coin}^{Mach=0} = 1420 [Hz]$$

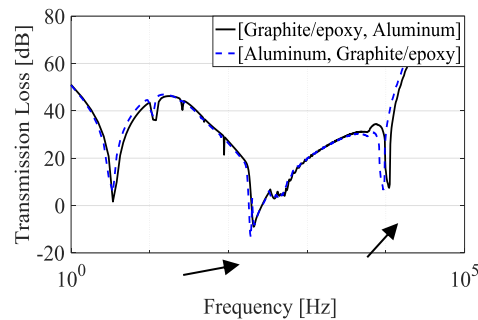
$$f_{coin}^{Mach=0.2} = 2100 [Hz]$$

$$f_{coin}^{Mach=0.4} = 2550 [Hz]$$

میزان افت انتقال افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش کسر حجمی فلز فرکانس‌های رینگ و انطباقی در فرکانس‌های پایین‌تری اتفاق می‌افتند. این جابجایی به دلیل افزایش سفتی پوسته استوانه‌ای می‌باشد. جدول شماره ۳ درصد افت انتقال صوت را در نسبت‌های مختلف کسر حجمی فلز نشان می‌دهد. با توجه به این جدول می‌توان دریافت که با افزایش کسر حجمی فلز آلومینیوم در یک فرکانس مشخص، افت انتقال صوت افزایش می‌یابد. به عنوان مثال با افزایش کسر حجمی از صفر به ۰/۲ افت انتقال صوت تا ۲۸/۴۴ درصد افزایش می‌یابد. این افزایش افت انتقال صوت به دلیل افزایش سفتی سازه‌باشد. بنابراین با افزایش کسر حجمی آلومینیوم می‌توان افت انتقال صوت را افزایش داد.



شکل ۹. بررسی کسر حجمی FML بر میزان افت صوت



شکل ۸. بررسی اثرات لایه چینی در استوانه‌ی FML

این اتفاق به دلیل تغییر ماتریس سفتی استوانه می‌باشد بنابراین حضور لایه‌های فلزی با استحکام بیشتر در لایه‌های بیرونی باعث تغییر فرکانس‌های رینگ و انطباقی می‌شود.

۵-۵. اثر کسر حجمی

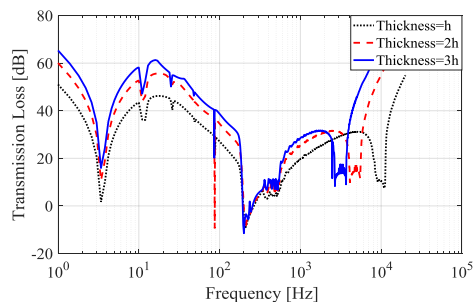
شکل (۹) به بررسی تاثیر میزان کسر حجمی فلز بر میزان افت صوت پوسته استوانه‌ای می‌پردازد. در این شکل مشاهده می‌شود با افزایش کسر حجمی

جدول ۳. مقایسه درصد افت انتقال صوت

در نسبت‌های مختلف MVF

MVF	افت انتقال صوت (فرکانس [Hz] (۲۳	درصد افزایش افت انتقال صوت نسبت به MVF=0
۰/۰	۲۳,۵۸	
۰/۲	۳۲,۹۵	۲۸,۴۴
۰/۴	۴۱,۳۰	۴۲,۹۱
۰/۶	۴۵,۲۲	۴۷,۸۵
۰/۸	۴۷,۱۸	۵۰,۰۲

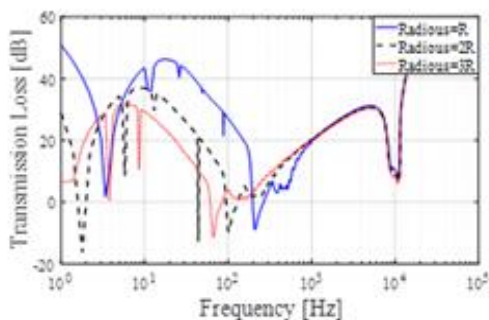




شکل ۱۱. اثر افزایش ضخامت بر میزان افت انتقال صوت
با افزایش ضخامت فرکانس انطباقی در
فرکانس کمتری اتفاق می‌افتد. همچنین همانطور
که در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود تغییر ضخامت،
باعث تغییر زیاد فرکانس رینگ نمی‌شود.

۵-۸. بررسی اثرات افزایش شعاع بر روی افت انتقال صدا

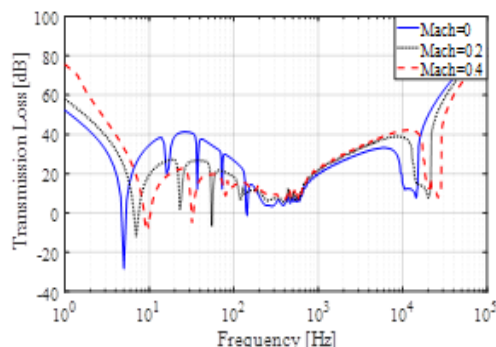
شکل (۱۲) به مطالعه اثر افزایش شعاع یک پوسته
استوانه‌ای می‌پردازد. همانطور که مشاهده می‌شود
با افزایش شعاع، به دلیل کاهش صلبیت خمشی
سازه، میزان افت انتقال صوت کاهش می‌یابد. به
عنوان مثال با دو برابر کردن شعاع، فرکانس رینگ
با ۵۱ درصد کاهش از ۲۱۶ هرتز به ۱۰۴ هرتز
می‌رسد. همچنین سه برابر شدن شعاع، باعث
کاهش فرکانس رینگ از ۲۱۶ هرتز به ۶۶ هرتز
می‌شود. بنابراین نتیجه می‌شود تغییر شعاع تاثیر
زیادی بر روی فرکانس رینگ دارد، اما تاثیر آن بر
روی فرکانس انطباقی ناچیز می‌باشد.



شکل ۱۲. اثر افزایش شعاع

۵-۶. بررسی اثرات سرعت ماخ بر روی افت صدا

شکل (۱۰) به بررسی اثرات افت انتقال صوت
ناشی از عدد ماخ در پوسته‌ی استوانه‌ای می‌پردازد.
همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش سرعت
ماخ، میزان افت انتقال صوت کاهش می‌یابد.
همچنین فرکانس انطباقی در حالتی که عدد ماخ
برابر صفر می‌باشد برابر ۱۴۲۰ هرتز می‌باشد. با
افزایش عدد ماخ به ۰/۲ این فرکانس با ۳/۳۲
افزایش به عدد ۲۱۰۰ هرتز می‌رسد. همچنین در
عدد ماخ برابر با ۰/۴ فرکانس انطباقی برابر با
۲۵۵۰ هرتز می‌گردد.



شکل ۱۰. تاثیر عدد ماخ بر روی میزان افت انتقال صوت

۵-۷. بررسی اثرات افزایش ضخامت بر روی افت انتقال صدا

شکل (۱۱) به بررسی اثر افزایش ضخامت پوسته
استوانه‌ای می‌پردازد. در این شکل مشاهده می‌شود
با بیشتر شدن ضخامت میزان افت انتقال صوت به
دلیل افزایش سفتی سازه، افزایش می‌یابد.
همچنین فرکانس‌های انطباقی نیز دچار تغییر
می‌شود. همانطور که در شکل ۱۱ مشاهده می-
شود فرکانس انطباقی در حالتی که ضخامت برابر
با h می‌باشد، ۱۱۲۰۰ هرتز می‌باشد. با دو برابر
شدن ضخامت، مقدار این فرکانس با ۵۱ درصد
کاهش به ۵۴۰۰ هرتز می‌رسد.

۶. نتیجه گیری

در این مقاله، افت انتقال صوت در پوسته‌های استوانه‌ای FML با استفاده از تئوری برشی مرتبه اول مورد بررسی واقع شد. پس از بررسی همگرایی و اعتبار سنجی مدل ارتعاشی و ارزیابی اثرات پارمترهای مختلف نتیجه بررسی‌ها به صورت زیر خلاصه می‌گردد:

الف- مقایسه آنالیز ارائه شده با نتایج پژوهشگران نشان می‌دهد که حل ارائه شده از دقت بالایی برخوردار می‌باشد.

ب- مدول الاستیسیته و میزان سفتی سازه تاثیر بسزایی در میزان افت انتقال صوت دارند.

ج- با افزایش شعاع پوسته استوانه‌ای میزان انتقال صوت افزایش می‌یابد.

د- افزایش ضخامت پوسته به دلیل افزایش سفتی سازه، میزان افت انتقال صوت را کاهش می‌دهد و می‌توان از آن به عنوان راهکاری جهت افزایش افت انتقال صوت استفاده کرد.

ه- با افزایش کسر حجمی مربوط به فلز می‌توان میزان افت انتقال صوت را افزایش داد.

و- با قرار دادن لایه‌های فلزی با استحکام بالاتر در ناحیه‌ای دور تر از تار خنثی می‌توان میزان افت انتقال صوت را افزایش داد.

۷. فهرست علائم

شعاع پوسته	R
سرعت صوت	c
دسی بل	dB
مدول یانگ	E_i
فرکانس	F
مدول برشی	G_{ij}
ضخامت	h

عدد موج محوری	k_z
عدد موج شعاعی	k_r
عدد ماخ	M
شماره مد	N
فشار صوت	P
فشار صوت داخلی (Pa)	P_t
فشار صوت منعکس شده (Pa)	P_r
زمان	t
جابجایی	U
زاویه برخورد موج	γ
ضریب نیومن	ϵ_n
ضریب پواسون	ν
سرعت زاویه‌ای	ω
اپراتور لاپلاس	∇^2

۸. مآخذ

- [1] L. R. Koval, On sound transmission into an orthotropic shell, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 63, no. 1, pp. 51-59, 1979.
- [2] C. R. Fuller and F. J. Fahy, Characteristics of wave propagation and energy distributions in cylindrical elastic shells filled with fluid, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 81, no. 4, pp. 501-518, 1982.
- [3] B. Laulagnet and J. L. Guyader, Modal analysis of a shell's acoustic radiation in light and heavy fluids, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 131, no. 3, pp. 397-415, 1989.
- [4] A. Blaise and C. Lesueur, Acoustic transmission through a '3-d' orthotropic multi-layered infinite cylindrical shell, part i: Formulation of the problem, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 171, no. 5, pp. 651-664, 1994.
- [5] J. H. Lee and J. Kim, Analysis and measurement of sound transmission through a double-walled cylindrical shell, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 251, no. 4, pp. 631-649, 2002.
- [6] J.-H. H. Lee and J. Kim, Study on sound transmission characteristics of a cylindrical shell using analytical and experimental models, *Applied Acoustics*, vol. 64, no. 6, pp. 611-632, 2003.
- [7] K. Daneshjou, A. Nouri, and R. Talebitooti, Sound transmission through laminated composite cylindrical shells using analytical



- [17] K. Malekzadeh Fard . Present of Analytical Solution for Free Vibration of the Curved Thick Sandwich Beam with Flexible Core Using Higher Order Theory and the Dynamic Stiffness Method, *Aerospace Knowledge and Technology Journal*, vol. 3, no. 1, pp. 37-48, 2014; [http:// www.astjournal.ir/article_11497.html](http://www.astjournal.ir/article_11497.html). (in Persian فارسی)
- [18] Y. Y. Tang, R. J. Silcox, J. H. Robinson, A. B. Head, and J. H. Robinson, Sound transmission through two concentric cylindrical sandwich shells.
- [19] S. M. R. Khalili, K. Malekzadeh, A. Davar, and P. Mahajan, Dynamic response of pre-stressed fibre metal laminate (FML) circular cylindrical shells subjected to lateral pressure pulse loads, *Composite Structures* , vol. 92, no. 6, pp. 1308–1317, 2010.
- [20] D. Banat, Z. Kolakowski, and R. J. Mania, Investigations of fml profile buckling and post-buckling behaviour under axial compression, *Thin-Walled Structures*, vol. 107, pp. 335–344, 2016.
- [21] A. R. Ghasemi, S. Kiani, and A. Tabatabaeian, Buckling analysis of FML cylindrical shells under combined axial and torsional loading, *Mechanics of Advanced Composite Structures*, vol. 7, no. 2, pp. 263–270, 2020.
- [22] A. R. Ghasemi and M. Mohandes, Free vibration analysis of micro and nano fiber-metal laminates circular cylindrical shells based on modified couple stress theory, *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, vol. 27, no. 1, pp. 43–54, 2020.
- [23] G. H. Payeganeh, F. Ashenai Ghasemi, and K. Malekzadeh, Dynamic response of fiber-metal laminates (FMLs) subjected to low-velocity impact, *Thin-Walled Structures* , vol. 48, no. 1, pp. 62–70, 2010.
- [24] A. Nazari and A. A. Naderi, Free vibration analysis of designed FML circular cylindrical shell cylindrical shell based on optimum fiber orientation, *Modares Mechanical Engineering*, vol. 18, no. 7, pp. 108-118, 2018
- [25] Y.-S. Lee and K.-D. Lee, On the dynamic response of laminated circular cylindrical shells under impulse loads, *Computers and Structures*, vol. 63, no. 1, pp. 149–157, 1997.
- [26] R. Azarafza, A. Davar, M. S. Fayez, and J. E. Jam, Free vibration of grid-stiffened composite cylindrical shell reinforced with carbon nanotubes, *Mechanics of Composite Materials*, vol. 56, no. 4, pp. 505–522, 2020.
- [27] A. Davar, R. Azarafza, M. S. Fayez, S. Fallahi, and J. E. Jam, Dynamic Response of a Grid-Stiffened Composite Cylindrical Shell Reinforced with Carbon Nanotubes to model, *Archive of Applied Mechanics*, vol. 77, no. 6, pp. 363–379, 2007.
- [8] K. Daneshjou, A. Nouri, and R. Talebitooti, Analytical model of sound transmission through laminated composite cylindrical shells considering transverse shear deformation, *Applied mathematics and Mechanics (English Ed.)*, vol. 29, no. 9, pp. 1165–1177, 2008.
- [9] K. Daneshjou, A. Nouri, and R. Talebitooti, Analytical model of sound transmission through orthotropic cylindrical shells with subsonic external flow, *Aerospace Science and Technology*, vol. 13, no. 1, pp. 18–26, 2009.
- [10] S. M. Hasheminejad and M. Rajabi, Acoustic scattering characteristics of a thick-walled orthotropic cylindrical shell at oblique incidence, *Ultrasonics*, vol. 47, no. 1–4, pp. 32–48, 2007.
- [11] J. Zhou, A. Bhaskar, and X. Zhang, Sound transmission through double cylindrical shells lined with porous material under turbulent boundary layer excitation, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 357, pp. 253–268, 2015.
- [12] A. A. Jafari, M. Golzari and M. S. Jafari, Sound transmission loss through triple-walled sandwich cylindrical shells in the presence of external flow, *Modares Mechanical Engineering* , vol. 17, no. 10, pp. 439–450, 2022.
- [13] A. Tarkashvand, M. Bolhasani, K. Daneshjo, R. Talebitooti, Three-dimensional elasticity solution for vibro-acoustic behavior of cylinder in the presence of subsonic flow', *Aerospace Knowledge and Technology Journal*, vol. 9, no. 2, pp. 243–254, 2021; http://www.astjournal.ir/article_243325.html. (in Persian فارسی)
- [14] K. Daneshjou, R. Talebitooti, and A. Tarkashvand, An exact solution of three-dimensional elasticity for sound transmission loss through FG cylinder in presence of subsonic external flow, *International Journal of Mechanical Sciences* , vol. 120, pp. 105–119, 2017.
- [15] R.,T. Talebitooti and A. M. Choudari Khameneh, Sound transmission across double-walled orthotropic cylindrical shells under incidence wave with two various angles based on the three-dimensional elasticity theory, *Modares Mechanical Engineering* , vol. 16, no. 9, pp. 1–11, 2016.
- [16] X. Wang, E. Xu, C. Jiang, and W. Wu, Vibro-acoustic behavior of double-walled cylindrical shells with general boundary conditions, *Ocean Engineering* , vol. 192, 2019.



a Radial Impulse Load, *Mechanics of Composite Materials*, vol. 57, no. 2, pp. 181–204, 2021.

[28] L. R. Koval, On sound transmission into a thin cylindrical shell under flight conditions, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 48, pp. 265–275, 1976.

۳۷

سال ۱۲ - شماره ۲

پاییز و زمستان ۱۴۰۲

نشریه علمی

دانش و فناوری هوافضا



ارتعاشات آکوستیک پوسته استوانه‌ای FML
با استفاده از تئوری برشی مرتبه اول