



افت انتقال صوت در پوسته‌های استوانه‌ای ساندویچی سه جداره در حضور جریان خارجی

علی اصغر جعفری^{1*}، مسعود گلزاری²، محمد سعید جعفری³

1- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
 2- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
 3- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
 * تهران، صندوق پستی 19395-1999، ajafari@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
 دریافت: 09 اردیبهشت 1396
 پذیرش: 05 مهر 1396
 ارائه در سایت: 11 آبان 1396
 کلید واژگان:
 افت انتقال صوت
 پوسته استوانه‌ای سه جداره
 لایه متخلخل
 جریان خارجی
 میدان صوتی پخشنده

چکیده

در این پژوهش با تعمیم تئوری‌های موجود جهت پیش‌بینی افت انتقال صوت در پوسته‌های استوانه‌ای دو جداره طویل با لایه میانی متخلخل، افت انتقال صوت در پوسته‌های استوانه‌ای ساندویچی سه جداره در حضور جریان سیال خارجی به صورت تحلیلی محاسبه می‌گردد. تئوری لایه جهت بیان معادله‌های حاکم بر حرکت پوسته استوانه‌ای سه جداره همسانگرد و نازک و روش لی بر پایه تئوری بایو برای مدل‌سازی انتشار موج در ماده متخلخل به کار گرفته می‌شوند. مسئله ارتعاشات-صوت برای پیچیده‌ترین ساختار از پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره فرمول‌بندی شده و در کنار شرایط مرزی مناسب و با استفاده از روش ماتریس انتقال حل می‌گردد. کل افت انتقال صوت در یک میدان صوتی پخشنده با در نظر گرفتن اثر انعکاس داخلی امواج محاسبه شده و نتایج اعتبارسنجی می‌شوند. سپس نتایج افت انتقال صوت در پوسته استوانه‌ای سه جداره با مدل مشابه دو جداره و هم وزن مقایسه می‌گردد. نتایج به طور کلی عملکرد بهتر مورد سه جداره را در عایق‌بندی صدا خصوصاً در طیف فرکانس‌های نسبتاً بالا و بالا نشان می‌دهند. به علاوه، ده ساختار مختلف که شامل کوپلینگ‌های گوناگون بین دیواره‌های پوسته و لایه‌های متخلخل است، در نظر گرفته شده تا اثر ساختارهای مختلف پوسته ساندویچی بر خواص انتقال صوت به صورت کامل بررسی گردد. نشان داده می‌شود 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. همچنین اثرات جریان سیال خارج از استوانه و زاویه سمتی بر افت انتقال صوت بررسی می‌گردد.

Sound transmission loss through triple-walled sandwich cylindrical shells in the presence of external flow

Ali Asghar Jafari*, Masoud Golzari, Mohammad Saied Jafari

Faculty of Mechanical Engineering, K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran
 * P.O.B. 19395-1999, Tehran, Iran, ajafari@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
 Received 29 April 2017
 Accepted 27 September 2017
 Available Online 02 November 2017

Keywords:

Sound transmission loss
 Triple-walled cylindrical shell
 Porous layer
 External flow
 Diffuse sound field

ABSTRACT

In the present study, the available methods of predicting the sound transmission loss through infinitely long double-walled cylindrical shells with porous layer are developed to analytically compute the sound transmission loss in triple-walled sandwich cylindrical shells in the presence of an external fluid flow. Loves' shell theory and Lee's method based on Biot's theory are used to describe the motions of thin isotropic triple-walled cylindrical shell and wave propagation in the porous media, respectively. The vibro-acoustic problem for the most complicated configuration of the triple-walled sandwich cylindrical shell is formulated and solved by the transfer matrix method with appropriate boundary conditions. The total transmission loss in a diffuse field is calculated and validated by considering the effect of total internal reflection. Then the transmission loss of triple-walled cylindrical shell is compared with its double-walled counterpart of the same weight. The results generally show a superior performance in sound insulation for the case of triple-walled shell, particularly at mid-high and high frequency regions. Moreover, ten typical configurations, which involve different coupling methods between the walls and porous layers, are considered to completely study the effect of various configurations on the sound transmission properties. As will be shown, a configuration with the largest number of air gaps in its structure provides better performance in the sound transmission reduction for almost the entire frequency range. The effects of external fluid flow and azimuthal angle are also studied on the sound transmission loss.

1- مقدمه

مانند هواپیما، قطار، خودرو، کشتی و زیر دریایی، بدنه موشک‌ها و ماهواره‌برها، صنایع هوافضا، نظامی، نفتی و نیروگاهی، دریایی و عمران دارند. در این سازه‌ها، تراکنش بین سازه با سیال معمولاً باعث انتقال ناخواسته

پوسته‌های استوانه‌ای جدار نازک سازه‌هایی هستند که کاربرد وسیعی در زمینه‌های گوناگون مهندسی همچون لوله‌ها و کانال‌ها، بدنه وسایل نقلیه

Please cite this article using:

A. A. Jafari, M. Golzari, 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, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

کابین است. بنابراین نیاز است که اثرات آن بر توان صوتی منتقل شده به داخل کابین مورد ارزیابی قرار گیرد، که در این راستا تاکنون محققین معدودی مانند کوال [3-7]، تانگ و همکاران [12, 21, 22] و دانشجو و همکاران [16, 23, 24] به این مهم توجه داشته‌اند. ژو و همکاران [25, 26] انرژی صوتی منتقل شده به داخل پوسته‌های استوانه‌ای دو جداره با لایه میانی از مواد متخلخل را که تحت تحریک لایه مرزی آشفته جریان خارجی قرار داشتند، محاسبه کردند. آن‌ها [19] همچنین دریافتند که وقتی سیال خارج از استوانه ساکن است، لایه متخلخل عملکرد بهتری را در عایق‌بندی صدا تقریباً برای تمام بازه فرکانسی فراهم می‌کند ولی در موردی که سیال خارجی دارای جریان می‌باشد، لایه متخلخل تنها در ناحیه فرکانس‌های پایین (ناحیه سختی-کنترل) قادر است انرژی صوتی انتقال یافته به محفظه داخلی سیستم را کاهش دهد.

در عمل همیشه یک میدان تصادفی⁵ از امواج صوتی وجود دارد که در آن موج صوتی با دو زاویه مستقل (یعنی زاویه برخورد⁶ و زاویه سمتی⁷) منتشر می‌شود. بنابراین محاسبه کل افت انتقال صوت ناشی از برخورد این امواج بسیار کاربردی‌تر و جالب توجه می‌باشد. در مقابل، اکثر مطالعاتی که به آنها اشاره شد، محققین به صورت ساده‌ای تنها یک موج فشاری صفحه‌ای مایل و با زاویه برخورد ثابت را در نظر می‌گرفتند و تاکنون این مهم بسیار کم مورد توجه قرار گرفته است. برخی محققین همچون بلیز و همکاران [8-11]، لی و کیم [13]، دانشجو و همکاران [16, 18, 24] و قینت و همکاران [27] سعی کردند روش‌هایی را برای محاسبه کل افت انتقال صوت ارائه دهند اما در تمام آن‌ها یا موج صوتی با یک زاویه مستقل لحاظ می‌گردید و یا به روش ساده‌ای زاویه حد 90° در نظر گرفته می‌شد و به زوایایی که تحت آن‌ها انعکاس داخلی اتفاق می‌افتد و موج صوتی نمی‌تواند به محفظه داخلی استوانه انتقال یابد توجه نمی‌گردید.

پوسته‌های استوانه‌ای ساندویچی سه جداره خواص عایق‌بندی صوتی و حرارتی برتری را نسبت به مدل مشابه دو جداره دارند، به طوری‌که در نظر گرفتن یک پارتیشن اضافی که شامل دو دیواره، یک لایه متخلخل و شکاف هوا می‌باشد، گزینه‌های بیشتری جهت تنظیم عملکرد عایق‌بندی صدا فراهم می‌کند. با وجود افزایش پیچیدگی‌های ساختاری، پوسته‌های ساندویچی سه جداره می‌توانند به شکل موثری جایگزین سازه‌های دو جداره متداول گردند. با این حال، خواص عایق‌بندی صوتی اینگونه سازه‌ها تاکنون مورد بررسی قرار نگرفته است. لذا هدف اصلی این پژوهش بررسی این مطلب است که چگونه یک پوسته استوانه‌ای سه جداره با لایه‌های متخلخل قادر است نسبت به مدل دو جداره مشابه کیفیت عایق‌بندی صدا را بهبود ببخشد. مدل تحلیلی جدید با تعمیم معادله‌های حاکم بر حرکت جداره‌ها، شرایط مرزی و معادله ماتریس انتقال یک پوسته استوانه‌ای ساندویچی دو جداره بدست می‌آید. سپس کل افت انتقال صوت مدل سه جداره در یک میدان صوتی پخشنده⁸ با مدل مشابه دو جداره و هم وزن آن مقایسه می‌گردد. به علاوه، پیکربندی‌های مختلفی از پوسته ساندویچی سه جداره در نظر گرفته می‌شود تا اهمیت نوع کوپلینگ بین دیواره‌های پوسته و لایه‌های متخلخل یا به عبارت دیگر اثر شکاف هوای موجود در ساختار سازه بر انتقال صوت در آن مشخص گردد. همچنین اثرات پارامترهای مهم سرعت متوسط جریان سیال خارج از استوانه و زاویه سمتی موج صوتی برخوردی بر انتقال صوت بررسی می‌گردد.

انرژی به صورت ارتعاشات صوتی و یا سازه‌ای به پوسته می‌گردد. این انتقال ناخواسته انرژی، نه تنها باعث آلودگی صوتی در سازه شده، به عنوان مثال در کابین وسایل نقلیه مانند هواپیما و قطار موجب آزار و اذیت خدمه و مسافران می‌گردد، بلکه ممکن است منجر به خستگی سازه و حتی شکست‌های فاجعه بار در سیستم شود. لذا با توجه به اهمیت بالای موضوع انتقال صوت در سازه‌ها، ارائه روشی دقیق برای بررسی این مطلب و همچنین بررسی روش‌های مختلف جهت بهبود کاهش انتقال صوت در سیستم‌های مکانیکی از اهمیت قابل توجهی برخوردار می‌باشد. انتقال صوت در پوسته‌های استوانه‌ای جدار نازک توسط محققین زیادی همچون اسمیت [1]، وایت [2]، کوال [7-3]، بلیز و همکاران [8-11]، تانگ و همکاران [12]، لی و کیم [13-15]، دانشجو و همکاران [16] و اولیازاده و فرشیدیان‌فر [17] بررسی شده است.

مواد جاذب صوت غالباً از مواد متخلخل ساخته می‌شوند. این مواد به صورت مواد جاذب لایه‌ای جهت کاهش توان صوتی عبوری از یک سطح استفاده می‌شوند. کاربرد این مواد از صنایع هواپیمایی گرفته تا صنایع خودروسازی، ساختمانی و نظامی نقش بسزایی در کاهش نویز ورودی به سیستم‌های مکانیکی دارد. استفاده از این مواد به عنوان روش کنترل غیرفعال صوت، به عنوان روشی ساده و ارزان قیمت کاربرد وسیعی پیدا کرده است. از طرفی، تغییر سازه‌ها از تک جداره به دو یا سه جداره، آن‌ها را به عایق‌های صوتی و حرارتی بسیار کارآمدی تبدیل خواهد کرد که در جنبه‌های گوناگون مهندسی مفید می‌باشند. به عنوان مثال، برای کنترل نویز ورودی به داخل کابین هواپیما، از مواد متخلخل به صورت گسترده‌ای به عنوان لایه جاذب در محفظه میانی پوسته‌های استوانه‌ای ساندویچی استفاده می‌گردد. دانشجو و همکاران [18] افت انتقال صوت¹ در پوسته‌های استوانه‌ای دو جداره کامپوزیتی چندلایه و با لایه میانی متشکل از مواد متخلخل را بررسی کردند. آن‌ها از تئوری پوسته لاو² برای بیان معادله‌های حرکت جداره‌های پوسته و از تئوری لی بر پایه تئوری بایوآبرای مدل‌سازی انتشار موج در ماده متخلخل بهره گرفتند. ژو و همکاران [19] با تعمیم مطالعات لی و کیم [14] و با ارائه یک مدل تحلیلی، افت انتقال صوت در یک پوسته استوانه‌ای همسانگرد دو جداره طویل و با هسته میانی از مواد متخلخل را پیش‌بینی کردند. آن‌ها برای بیان معادله‌های حرکت پوسته استوانه‌ای جدار نازک از تئوری پوسته لاو استفاده کردند، همچنین از تئوری لی برای مدل‌سازی انتشار موج در ماده متخلخل بهره بردند. آن‌ها همچنین با در نظر گرفتن کوپلینگ‌های مختلف بین دیواره‌ها و لایه متخلخل و اضافه کردن شکاف هوا سعی کردند به بهترین عملکرد در عایق‌بندی صوت دست یابند. نتایج نشان دادند در نظر گرفتن شکاف هوا در ساختار پوسته استوانه‌ای دو جداره می‌تواند به کاهش انتقال صوت در سیستم کمک کند. دانشجو و همکاران در بررسی‌های دیگر [20] به صورت تحلیلی افت انتقال صوت در یک پوسته استوانه‌ای طویل دو جداره با یک لایه متخلخل و یک شکاف هوا را پیش‌بینی کردند. پوسته مذکور ساخته شده از یک جداره خارجی از جنس مواد مدرج تابعی⁴ و یک جداره داخلی از جنس آلومینیوم بود. آن‌ها دریافتند که استفاده همزمان از ماده متخلخل و مواد مدرج تابعی می‌تواند کارایی بهتر در هر دو عایق‌بندی صوتی و حرارتی را برای سیستم فراهم کند.

نوسانات فشار سیال در لایه مرزی آشفته جریان بر سطح خارجی کابین وسایل نقلیه با سرعت زیاد یکی از مهمترین منابع ایجاد سر و صدا به داخل

⁵ Random

⁶ Incidence angle

⁷ Azimuthal angle

⁸ Diffuse sound field

¹ Sound transmission loss (STL)

² Love's shell theory

³ Biot's theory

⁴ Functionally graded material (FGM)

2- فرمول‌بندی نظری مسئله ارتعاشات-صوت

"شکل 1" پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره متشکل از سه پوسته نازک هم محور، دو لایه از مواد متخلخل و چهار شکاف هوا را نشان می‌دهد، که خواص هندسی و فیزیکی آن عبارتند از: شعاع، R_l ، ضخامت، h_l ، ضخامت، E_l مدول یانگ، ρ_{sl} چگالی و μ_l ضریب پواسون. پایین نویسنده l بیان کننده شماره پوسته بوده و برای پوسته بیرونی برابر 1، پوسته میانی 2 و پوسته داخلی 3 می‌باشد. سیستم در راستای z نامحدود فرض می‌شود و سیال خارج از آن با سرعت ثابت V هم راستا با محور z جریان دارد. یک موج فشاری صفحه‌ای با دو زاویه مستقل یعنی زاویه برخورد α (زاویه موج صوتی نسبت به خط عمود بر محور پوسته استوانه‌ای $0^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$) و زاویه سمتی β (زاویه امتداد تصویر موج صوتی در صفحه $z-y$ با محور پوسته استوانه‌ای $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$) به سطح بیرونی استوانه برخورد می‌کند، که در نتیجه این برخورد بخشی از امواج منعکس شده و بخشی به محفظه داخلی استوانه که از سیال ساکن و بدون انعکاس در نظر گرفته شده، انتقال می‌یابد. لازم به ذکر است سیال در محفظه داخلی، شکاف‌های هوا و بیرون استوانه، از هوای محیط با دمای 20 درجه سانتی‌گراد می‌باشد.

2-1- مدل‌سازی انتشار موج در ماده متخلخل

کامل‌ترین تئوری ارائه شده جهت مدل‌سازی انتشار موج در مواد متخلخل توسط بایو [28] معرفی شد. براساس این تئوری ماده متخلخل از دو فاز تشکیل می‌شود: فاز جامد و فاز سیال. همچنین این مدل فرض می‌کند سه موج در دو فاز جامد و سیال انتشار می‌یابند: دو موج طولی در هر دو فاز (که موج هواپرد¹ در فاز سیال و موج فریم² در فاز جامد نامیده می‌شوند) و یک موج عرضی در فاز جامد. بنابراین این تئوری برای ماده متخلخل که حرکت فاز جامد آن غیرقابل صرف‌نظر کردن می‌باشد، کاربردی است. بولتون و همکاران [29] با استفاده از تئوری بایو افت انتقال صوت در صفحات ساندویچی با لایه متخلخل را پیش‌بینی کردند. لی و همکاران [30] با ساده‌سازی تئوری بایو مدلی را معرفی کردند که براساس آن موجی که دارای بیشترین انرژی است به‌عنوان موج غالب در ماده متخلخل در نظر گرفته می‌شود و از انتشار موج عرضی صرف‌نظر می‌گردد. اما این مدل نتایج بسیار منطقی به‌طور خاص برای پوسته‌های استوانه‌ای شکل فراهم آورده است [30,19,18] و نشان داده شده است که نتایج آن و تئوری بایو برای پوسته‌های استوانه‌ای با شعاع بزرگ از تطابق خیلی خوبی برخوردار می‌باشند [20]. از آنجایی که برای ماده متخلخل در نظر گرفته شده در این پژوهش

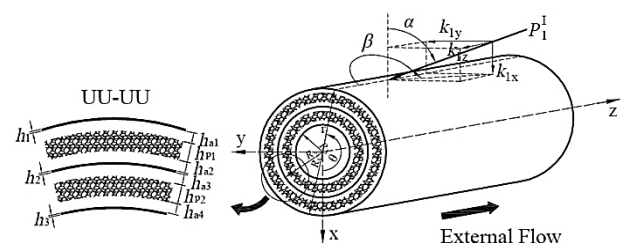


Fig. 1 Sound transmission problem in the triple-walled cylindrical shell with porous layers in the presence of external flow and incident sound waves with two independent angles, UU-UU configuration

شکل 1 مسئله انتقال صوت در پوسته استوانه‌ای سه جداره با لایه‌های متخلخل در حضور جریان خارجی و امواج صوتی برخوردی با دو زاویه مستقل، پیکربندی UU-UU

صرف‌نظر از حرکت فاز جامد ممکن نیست، لذا از مدل لی جهت مدل‌سازی انتشار موج در ماده متخلخل استفاده می‌گردد.

با توجه به تئوری بایو، معادله‌های حاکم بر حرکت ماده متخلخل همگن و همسانگرد به صورت روابط (1) و (2) بیان می‌شوند:

$$N\nabla^2 u + \nabla[(A+N)e + Q\varepsilon] = \frac{\partial^2}{\partial t^2}(\rho_{11}u + \rho_{12}U) + b \frac{\partial}{\partial t}(u - U) \quad (1)$$

$$\nabla[R\varepsilon + Qe] = \frac{\partial^2}{\partial t^2}(\rho_{12}u + \rho_{22}U) - b \frac{\partial}{\partial t}(u - U) \quad (2)$$

که $u = (u_r, u_\theta, u_z)$ و $U = (U_r, U_\theta, U_z)$ به ترتیب جابجایی‌های فاز جامد و سیال و ∇^2 عملگر لاپلاسین در سیستم مختصات استوانه‌ای است. همچنین $e = \nabla \cdot u$ و $\varepsilon = \nabla \cdot U$ به ترتیب کرنش حجمی فاز جامد و کرنش حجمی فاز سیال هستند که ∇ عملگر گرادین را در سیستم مختصات استوانه‌ای بیان می‌کند. A, Q, N, R و b همگی ثابت ماده متخلخل می‌باشند که خواص فازهای جامد و سیال و اینرسی را لحاظ می‌کنند. $\rho_{ij}(i, j = 1, 2)$ بیانگر جرم موثر فازهای جامد، سیال و ضریب کوپلینگ بین آن دو فاز می‌باشد، که تعریف و نحوه محاسبه تمامی پارامترهای مذکور به صورت کامل در منابع قابل دسترسی است [28-30].

2-1-1- پیکربندی‌های مختلف پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره

در مطالعات قبلی که توسط محققین انجام گرفته است [19,20,30]، دو مدل اصلی به‌منظور کوپلینگ لایه متخلخل و جداره‌های پوسته در نظر گرفته می‌شود: 1- متصل³: هسته متخلخل به‌طور مستقیم به سطح دیواره پوسته متصل می‌شود، 2- غیرمتصل⁴: هسته متخلخل به واسطه یک شکاف هوا از دیواره پوسته جدا می‌شود. براساس کوپلینگ‌های ذکر شده محققین می‌توانستند سه مدل مختلف را برای ساختار پوسته استوانه‌ای دوجداره با لایه متخلخل بررسی کنند: 1- متصل-متصل (BB): در این ساختار هسته متخلخل از هر طرف به سطح دیواره‌های پوسته استوانه‌ای متصل می‌شود، 2- متصل-غیرمتصل (BU): در این ساختار هسته متخلخل از یک طرف به سطح دیواره پوسته استوانه‌ای متصل شده و از دیواره دیگر به‌وسیله یک شکاف هوا جدا می‌شود، 3- غیرمتصل-غیرمتصل (UU): در این ساختار هسته متخلخل از هر طرف به‌وسیله یک شکاف هوا از دیواره‌های پوسته استوانه‌ای جدا می‌شود. ولی در مورد پوسته استوانه‌ای سه جداره، اضافه کردن یک پارتیشن اضافی منجر به کوپلینگ بین دو لایه متخلخل و سه دیواره شده و در نتیجه پیکربندی‌های بیشتری را نسبت به مدل دو جداره مشابه فراهم می‌کند (شکل 2). همان‌طور که در این پژوهش نشان داده خواهد شد، خواص عایق‌بندی صوتی پوسته ساندویچی سه جداره تا اندازه قابل توجهی به تعداد شکاف‌های هوا در ساختار آن بستگی دارد.

2-2- معادله‌های حاکم

2-2-1- معادله‌های میدان فشار محیط‌های صوتی

"شکل 3" انتقال موج صوتی صفحه‌ای در پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره با پیکربندی UU-UU را در یک مقدار معلوم از زاویه سمتی β نشان می‌دهد. سیستم به هشت ناحیه تقسیم می‌شود: محیط بیرونی، دو لایه از مواد متخلخل، چهار فاصله هوایی و محفظه داخلی. خواص فیزیکی سیال در این نواحی عبارتند از: (ρ_1, c_1) ، (ρ_2, c_2) ، (ρ_3, c_3) ، (ρ_4, c_4) ، (ρ_5, c_5) ، (ρ_6, c_6) ، (ρ_7, c_7) و (ρ_8, c_8) که ρ چگالی سیال و c سرعت صوت

³ Bonded

⁴ Unbonded

¹ Airborne wave

² Frame wave

$$\begin{bmatrix} L_{11} & L_{12} & L_{13} \\ L_{21} & L_{22} & L_{23} \\ L_{31} & L_{32} & L_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_l^0 \\ v_l^0 \\ w_l^0 \end{Bmatrix} - \rho_{sl} h_l \begin{Bmatrix} \ddot{u}_l^0 \\ \ddot{v}_l^0 \\ \ddot{w}_l^0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \Delta P_l \end{Bmatrix} \quad (l = 1, 2, 3) \quad (6)$$

در رابطه (6) u^0 و v^0 و w^0 به ترتیب مولفه‌های تغییر مکان سطح میانی جداره‌ها در راستاهای طولی، محیطی و عرضی می‌باشند. (مشتق دوم نسبت به زمان است. همچنین مولفه‌های عملگر دیفرانسیلی L براساس تئوری لایو به صورت رابطه (7) نوشته می‌شوند:

$$\begin{aligned} L_{11} &= K_l \frac{\partial^2}{\partial z^2} + \frac{K_l(1-\mu_l)}{2R_l^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \\ L_{12} &= \frac{K_l(1+\mu_l)}{2R_l} \frac{\partial^2}{\partial \theta \partial z} & L_{13} &= \frac{K_l \mu_l}{R_l} \frac{\partial}{\partial z} \\ L_{22} &= \frac{(K_l R_l^2 + D_l)(1-\mu_l)}{2R_l^2} \frac{\partial^2}{\partial z^2} + \frac{K_l R_l^2 + D_l}{R_l^4} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \\ L_{23} &= \frac{K_l}{R_l^2} \frac{\partial}{\partial \theta} - \frac{D_l}{R_l^4} \frac{\partial^3}{\partial \theta^3} - \frac{D_l}{R_l^2} \frac{\partial^3}{\partial \theta \partial z^2} \\ L_{33} &= -D_l \frac{\partial^4}{\partial z^4} - \frac{2D_l}{R_l^2} \frac{\partial^4}{\partial \theta^2 \partial z^2} - \frac{D_l}{R_l^4} \frac{\partial^4}{\partial \theta^4} - \frac{K_l}{R_l^2} \\ L_{21} &= L_{12} & L_{31} &= -L_{13} & L_{32} &= -L_{23} \end{aligned} \quad (7)$$

که K و D به ترتیب سختی غشایی و سختی خمشی هستند که مطابق رابطه (8) بیان می‌شوند:

$$K_l = \frac{E_l h_l}{1-\mu_l^2} \quad D_l = \frac{E_l h_l^3}{12(1-\mu_l^2)} \quad (8)$$

همچنین ΔP_l اختلاف فشار صوتی در دو طرف هر جداره پوسته استوانه‌ای با پیکربندی UU-UU بوده که از رابطه (9) محاسبه می‌گردد:

$$\begin{aligned} \Delta P_1 &= (P_1^I + P_1^R) - (P_2^T + P_2^R) & (9-الف) \\ \Delta P_2 &= (P_4^T + P_4^R) - (P_5^T + P_5^R) & (9-ب) \\ \Delta P_3 &= (P_7^T + P_7^R) - P_8^T & (9-پ) \end{aligned}$$

2-2-3- شرایط مرزی حاکم

پیوستگی سرعت نرمال ذرات در سطح مشترک دیواره‌های پوسته و محیط‌های صوتی به‌عنوان شرایط مرزی لحاظ می‌گردد [19,17]. بنابراین معادله‌های مومنوم سیال در روابط (10) تا (15) در راستای نرمال باید برقرار باشند:

$$\frac{\partial(P_1^I + P_1^R)}{\partial r} = -\rho_1 \left(\frac{\partial}{\partial t} + V \cdot \nabla \right) w_1 \quad r = R_1 \quad (10)$$

$$\frac{\partial(P_2^T + P_2^R)}{\partial r} = -\rho_2 \frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} \quad r = R_1 \quad (11)$$

$$\frac{\partial(P_4^T + P_4^R)}{\partial r} = -\rho_4 \frac{\partial^2 w_2}{\partial t^2} \quad r = R_2 \quad (12)$$

$$\frac{\partial(P_5^T + P_5^R)}{\partial r} = -\rho_5 \frac{\partial^2 w_2}{\partial t^2} \quad r = R_2 \quad (13)$$

$$\frac{\partial(P_7^T + P_7^R)}{\partial r} = -\rho_7 \frac{\partial^2 w_3}{\partial t^2} \quad r = R_3 \quad (14)$$

$$\frac{\partial P_8^T}{\partial r} = -\rho_8 \frac{\partial^2 w_3}{\partial t^2} \quad r = R_3 \quad (15)$$

در سطح مشترک بین لایه‌های متخلخل و شکاف‌های هوا (یعنی R_p) پیوستگی فشار سیال و سرعت نرمال ذرات به صورت روابط (16) تا (19) بیان می‌شود [19]:

$$P_2^T + P_2^R = P_3^T + P_3^R \quad r = R_{p1} \quad (16-الف)$$

$$v_2^T + v_2^R = v_3^T + v_3^R \quad r = R_{p1} \quad (16-ب)$$

$$P_3^T + P_3^R = P_4^T + P_4^R \quad r = R_{p2} \quad (17-الف)$$

$$v_3^T + v_3^R = v_4^T + v_4^R \quad r = R_{p2} \quad (17-ب)$$

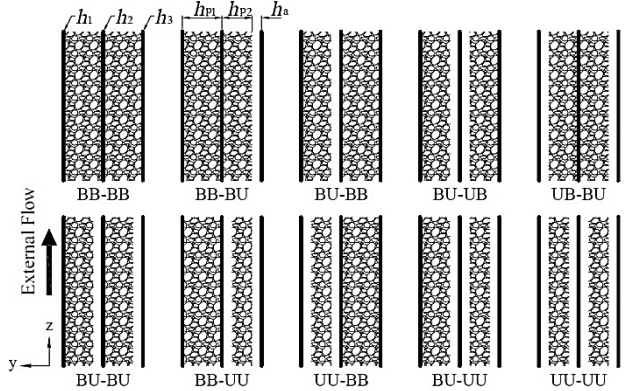


Fig. 2 Ten typical configurations of the triple-walled sandwich cylindrical shell

شکل 2 ده پیکربندی مختلف از پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره

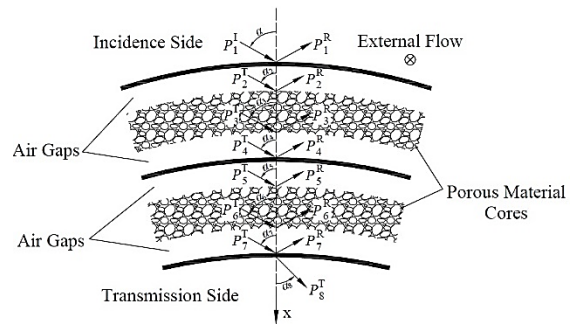


Fig. 3 Side view of sound wave transmission through the triple-walled sandwich cylindrical shell structure with UU-UU configuration at a given azimuthal angle

شکل 3 نمای جانبی از انتقال موج صوتی در ساختار پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره با پیکربندی UU-UU در یک مقدار معلوم از زاویه سمتی

می‌باشد.

معادله میدان فشار صوتی در محیط خارج از استوانه به فرم رابطه (3) بیان می‌شود [31,17]:

$$c_1^2 \nabla^2 (P_1^I + P_1^R) - \left(\frac{\partial}{\partial t} + \nabla \cdot V \right)^2 (P_1^I + P_1^R) = 0 \quad (3)$$

که $V = V\vec{k}$ و P_1^I و P_1^R به ترتیب سرعت جریان خارجی در جهت محور z موج فشاری برخوردی و موج فشاری انعکاسی می‌باشند. به دلیل این‌که مطابق مدل لی موج غالب در لایه‌های متخلخل موجی است که بیشترین انرژی را دارا است، لذا معادله میدان فشار صوتی در این لایه‌ها برابر است با:

$$c_l^2 \nabla^2 (P_l^T + P_l^R) - \frac{\partial^2}{\partial t^2} (P_l^T + P_l^R) = 0 \quad l = 3, 6 \quad (4)$$

که در رابطه (4) P_l^T و P_l^R به ترتیب امواج فشاری انتقالی و انعکاسی در لایه‌های متخلخل می‌باشند. به طور مشابه در شکاف‌های هوا، امواج فشاری انتقالی P_l^T ($l = 2, 4, 5, 7$) و امواج فشاری انعکاسی P_l^R ($l = 2, 4, 5, 7$) باید معادله (4) را ارضاء کنند. همچنین در محفظه داخلی، فقط موج انتقالی P_8^T وجود دارد، بنابراین معادله میدان فشار صوتی به فرم رابطه (5) کاهش می‌یابد:

$$c_8^2 \nabla^2 P_8^T - \frac{\partial^2 P_8^T}{\partial t^2} = 0 \quad (5)$$

2-2-2- معادله‌های حاکم بر حرکت پوسته استوانه‌ای سه جداره
با استفاده از تئوری پوسته لایو معادله‌های حاکم بر حرکت پوسته استوانه‌ای

سه جداره به فرم رابطه (6) بیان می‌شود [32]:

موج معادل k_{22} در نظر گرفته می‌شوند که نحوه محاسبه آن در مراجع [30,29,19] بیان شده است. چرا که موج هوارد به عنوان موج غالب در فاز سیال ماده متخلخل برای ساختار UU-UU پوسته استوانه‌ای منتشر می‌شود.

اعداد موج در شکاف‌های هوا و محفظه داخلی برابر هستند با:

$$k_l = \frac{\omega}{c_l} \quad (l = 2,4,5,7,8) \quad (25)$$

امواج فشاری هارمونیک انعکاسی و انتقالی در دستگاه مختصات استوانه‌ای به صورت رابطه (26) بیان می‌گردند:

$$(P_1^R, P_2^T, P_2^R, P_3^T, P_3^R, P_4^T, P_4^R, P_5^T, P_5^R, P_6^T, P_6^R, P_7^T, P_7^R, P_8^T) = \sum_{n=0}^{\infty} [p_{1n}^R H_n^R(k_{1r}r), p_{2n}^T H_n^T(k_{2r}r), p_{2n}^R H_n^R(k_{2r}r), p_{3n}^T H_n^T(k_{3r}r), p_{3n}^R H_n^R(k_{3r}r), p_{4n}^T H_n^T(k_{4r}r), p_{4n}^R H_n^R(k_{4r}r), p_{5n}^T H_n^T(k_{5r}r), p_{5n}^R H_n^R(k_{5r}r), p_{6n}^T H_n^T(k_{6r}r), p_{6n}^R H_n^R(k_{6r}r), p_{7n}^T H_n^T(k_{7r}r), p_{7n}^R H_n^R(k_{7r}r), p_{8n}^T H_n^T(k_{8r}r)] \times \cos[n(\theta + \gamma)] \times \exp[i(\omega t - k_{1z}z)] \quad (26)$$

که $p_{1n}^T, p_{6n}^R, p_{6n}^T, p_{5n}^R, p_{5n}^T, p_{4n}^R, p_{4n}^T, p_{3n}^R, p_{3n}^T, p_{2n}^R, p_{2n}^T, p_{1n}^R$ پهنای دامنه‌های مختلط مجهول می‌باشند. H_n^T و H_n^R به ترتیب توابع هنکل نوع اول و دوم از مرتبه n هستند. لازم به ذکر است که با جایگذاری معادله‌های (21) و (26) در معادله‌های (3) تا (5) ملاحظه می‌گردد معادله‌های میدان فشار محیط‌های صوتی برقرار می‌گردند.

سرعت ذرات صوتی v_l^R و v_l^T ($l = 2$ to 7) در لایه‌های متخلخل و شکاف‌های هوا با استفاده از روابط (20) و (26) بدست می‌آیند:

$$v_l^T(r, \theta, z, t) = \frac{k_{lr} i}{\rho_l c_l k_l} \sum_{n=0}^{\infty} p_{ln}^T H_n^T(k_{lr}r) \cos[n(\theta + \gamma)] \times \exp[i(\omega t - k_{1z}z)] \quad (27-الف)$$

$$v_l^R(r, \theta, z, t) = \frac{k_{lr} i}{\rho_l c_l k_l} \sum_{n=0}^{\infty} p_{ln}^R H_n^R(k_{lr}r) \cos[n(\theta + \gamma)] \times \exp[i(\omega t - k_{1z}z)] \quad (27-ب)$$

با ثابت ماندن مولفه عدد موج در راستای طولی بر مرزهای سیستم، مولفه‌های جابجایی سطح میانی جداره‌های پوسته استوانه‌ای به صورت رابطه (28) قابل بیان هستند [19,14]:

$$u_l^0(\theta, z, t) = \sum_{n=0}^{\infty} u_{ln}^0 \cos[n(\theta + \gamma)] \times \exp[i(\omega t - k_{1z}z)] \quad (28-الف)$$

$$v_l^0(\theta, z, t) = \sum_{n=0}^{\infty} v_{ln}^0 \sin[n(\theta + \gamma)] \times \exp[i(\omega t - k_{1z}z)] \quad (28-ب)$$

$$w_l^0(\theta, z, t) = \sum_{n=0}^{\infty} w_{ln}^0 \cos[n(\theta + \gamma)] \times \exp[i(\omega t - k_{1z}z)] \quad (28-پ)$$

که $w_{ln}^0, u_{ln}^0, v_{ln}^0$ دامنه‌های مختلط و مجهول جابجایی سطح میانی جداره l ام پوسته استوانه‌ای برای عدد مود محیطی n است.

2-3-2 روش حل مسئله

برای پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره با ساختار UU-UU، از جایگذاری معادله‌های امواج فشاری برخوردی، انعکاسی و انتقالی (معادله‌های 21 و 26) و مولفه‌های جابجایی (معادله 28) در نه معادله حاکم بر حرکت پوسته استوانه‌ای (معادله 6) و چهارده معادله شرایط مرزی (10 تا 19)،

$$P_5^T + P_5^R = P_6^T + P_6^R \quad r = R_{p3} \quad (18-الف)$$

$$v_5^T + v_5^R = v_6^T + v_6^R \quad r = R_{p3} \quad (18-ب)$$

$$P_6^T + P_6^R = P_7^T + P_7^R \quad r = R_{p4} \quad (19-الف)$$

$$v_6^T + v_6^R = v_7^T + v_7^R \quad r = R_{p4} \quad (19-ب)$$

سرعت‌های نرمال ذرات امواج انتقالی v_l^T و انعکاسی ($l = 2$ to 7)

با استفاده از معادله مومنوم در راستای نرمال محاسبه می‌گردند:

$$\frac{\partial P}{\partial r} = -\rho \frac{\partial v}{\partial t} \quad (20)$$

لازم به ذکر است در معادله (20) چگالی معادل برای لایه‌های متخلخل (یعنی ρ_6 و ρ_3) برابر ρ_{22}^* در نظر گرفته می‌شود، زیرا برای ساختار UU-UU از پوسته استوانه‌ای ساندویچی موج هوارد بیشترین انرژی را داشته و به عنوان موج غالب در ماده متخلخل در نظر گرفته می‌شود. نحوه محاسبه ρ_{22}^* در منابع [30,29,19] قابل دسترسی است.

3-2 حل مسئله ارتعاشات-صوت

1-3-2 حل در دستگاه مختصات استوانه‌ای

در یک میدان صوتی پخشنده که فشار امواج صوتی در سراسر آن یکسان بوده و امواج از تمام جهات با احتمال برابر و به صورت تصادفی به سطح خارجی استوانه برخورد می‌کنند، معادله موج فشاری برخوردی با دو زاویه مستقل با استفاده از روش برهم نهی مودها به صورت رابطه (21) بیان می‌گردد [27,8]:

$$P_1^T(r, \theta, z, t) = \sum_{n=0}^{\infty} p_0 \varepsilon_n (-i)^n J_n(k_{1r}r) \cos[n(\theta + \gamma)] \times \exp[i(\omega t - k_{1z}z)] \quad (21)$$

که p_0 دامنه موج صوتی برخوردی، n عدد مود محیطی، ε_n پارامتر نیومان که برای $n = 0$ برابر یک و برای سایر اعداد مود محیطی برابر دو می‌باشد، ω فرکانس زاویه‌ای، $i = \sqrt{-1}$ و J_n تابع بسل نوع اول از مرتبه n می‌باشد.

$$\text{tany} = \tan \text{asin} \beta \quad (22)$$

عدد موج فشار صوتی در بیرون استوانه و مولفه‌های آن در راستاهای طولی و شعاعی از رابطه (23) محاسبه می‌شوند:

$$k_{1z} = \frac{\omega}{c_1(1 + M \sin \alpha \cos \beta)} \quad k_{1r} = (k_1^2 - k_{1z}^2)^{1/2} \quad (23)$$

که $M = V/c_1$ عدد ماخ جریان سیال خارج از استوانه است. لازم به ذکر است به دلیل اینکه امواج صوتی پیشرونده در کل سیستم ناشی از موج فشاری برخوردی است، بنابراین مولفه‌های اعداد موج در راستاهای طولی و محیطی در سراسر ساختار پوسته ساندویچی تغییر نمی‌کنند [19,14]. یعنی k_{1z} و γ در محیط‌های صوتی و دیواره‌های پوسته استوانه‌ای یکسان باقی می‌مانند. بنابراین مولفه‌های اعداد موج در لایه‌های متخلخل، شکاف‌های هوا و محفظه داخلی برابر هستند با:

$$k_{2z} = k_{1z} \quad k_{2r} = (k_2^2 - k_{2z}^2)^{1/2} \quad (24-الف)$$

$$k_{3z} = k_{1z} \quad k_{3r} = (k_3^2 - k_{3z}^2)^{1/2} \quad (24-ب)$$

$$k_{4z} = k_{1z} \quad k_{4r} = (k_4^2 - k_{4z}^2)^{1/2} \quad (24-پ)$$

$$k_{5z} = k_{1z} \quad k_{5r} = (k_5^2 - k_{5z}^2)^{1/2} \quad (24-ت)$$

$$k_{6z} = k_{1z} \quad k_{6r} = (k_6^2 - k_{6z}^2)^{1/2} \quad (24-ث)$$

$$k_{7z} = k_{1z} \quad k_{7r} = (k_7^2 - k_{7z}^2)^{1/2} \quad (24-ج)$$

$$k_{8z} = k_{1z} \quad k_{8r} = (k_8^2 - k_{8z}^2)^{1/2} \quad (24-چ)$$

لازم به ذکر است اعداد موج k_3 و k_6 در لایه‌های متخلخل برابر عدد

$$\tau_d = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^{\alpha_{lim}} W^T(\alpha, \beta) \sin\alpha d\alpha d\beta}{\int_0^{2\pi} \int_0^{\alpha_{lim}} W^I(\alpha, \beta) \sin\alpha d\alpha d\beta} \quad (35)$$

در رابطه (35)، زاویه حد موج صوتی برخوردی تعریف می‌شود، به طوری که امواج صوتی با زاویه‌ای بیشتر از α_{lim} به دلیل انعکاس داخلی در هنگام عبور از ساختار پوسته استوانه‌ای، به محفظه داخلی استوانه انتقال نمی‌یابند. بنابراین انتگرال‌گیری نباید شامل این زوایا باشد. α_{lim} می‌تواند از محاسبه زوایای امواج پیشرونده در لایه‌های متخلخل، شکاف‌های هوا و محفظه داخلی محاسبه گردد. این زوایا به دلیل پیوستگی مولفه‌های عدد موج در راستاهای طولی و محیطی در سراسر مرزهای سیستم (که در بخش 3-2-1 شرح داده شد) به یکدیگر مرتبط می‌باشند و از روابط (36) و (37) قابل محاسبه هستند [36]:

$$\alpha_l = \arctan\left(\frac{k_l^2 \tan^2 \gamma + k_{1z}^2}{k_l^2 - k_{1z}^2}\right)^{1/2} \quad (36)$$

$$\beta_l = \arcsin\left[\tan\gamma\left(\frac{k_l^2 - k_{1z}^2}{k_l^2 \tan^2 \gamma + k_{1z}^2}\right)^{1/2}\right] \quad (37)$$

زاویه برخورد در خارج از پوسته استوانه‌ای با زاویه اولیه $\alpha = 0$ برای یک مقدار معلوم از فرکانس زاویه‌ای ω و زاویه سمتی β شروع می‌شود به طوری که اگر $\alpha_l \geq 0$ برای یکی از $l = 2$ to 8 یا $\alpha = 90^\circ$ ، آنگاه α به عنوان زاویه حد در نظر گرفته می‌شود. "شکل 4" یک الگوریتم تکرار پذیر جهت تعیین α_{lim} بر پایه مطالب فوق را نشان می‌دهد.

از محاسبه رابطه (35) با استفاده از روش عددی سیمپسون¹ برای انتگرال‌های دوگانه، در نهایت کل افت انتقال صوت در پوسته استوانه‌ای سه جداره با لایه‌های متخلخل و پیکربندی UU-UU که در معرض برخورد امواج صوتی با دو زاویه مستقل در یک میدان صوتی پخشنده قرار دارد و سیال خارج از استوانه دارای جریان است، از رابطه (38) حاصل می‌شود:

$$TL = 10 \log \tau_d^{-1} \quad (38)$$

3- نتایج و بحث

3-1- پارامترها و بررسی همگرایی

به منظور محاسبه افت انتقال صوت، بر پایه مدل تئوری ارائه شده در بخش 2 برنامه‌ای با استفاده از نرم‌افزار متلب² نوشته شده است. در این پژوهش برای مقایسه بین نتایج پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره با مدل مشابه دو جداره آن، خواص فیزیکی مدل دو جداره مورد مطالعه توسط محققین [33,19] برای مدل سه جداره استفاده می‌شود. جدول 1 خواص فیزیکی

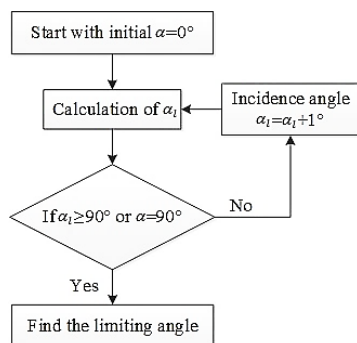


Fig. 4 Iterative algorithm for identifying the limiting incidence angle

شکل 4 الگوریتم همگرایی جهت تعیین حد زاویه برخورد

بیست و سه معادله کوپل شده با بیست و سه مجهول (شامل دامنه‌های مختلط امواج فشاری و مولفه‌های جایجایی پوسته استوانه‌ای سه جداره) بدست می‌آیند که به فرم معادله ماتریس انتقال (29) برای اعداد مود محیطی $n = 0, 1, 2, \dots$ نوشته می‌شوند.

$$\begin{bmatrix} a_{1,1} & \dots & a_{1,23} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{23,1} & \dots & a_{23,23} \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} q_{1,1} \\ \vdots \\ q_{23,1} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} b_{1,1} \\ \vdots \\ b_{23,1} \end{Bmatrix} \quad (29)$$

که بردار \vec{q} بیست و سه مجهول شامل دامنه‌های امواج فشاری انعکاسی، انتقالی و دامنه‌های جایجایی سطح میانی پوسته استوانه‌ای سه جداره بوده و برابر است با:

$$\vec{q} = \{p_{1n}^R, p_{2n}^T, p_{3n}^R, p_{3n}^T, p_{4n}^R, p_{4n}^T, p_{5n}^R, p_{5n}^T, p_{6n}^R, p_{6n}^T, p_{7n}^R, p_{7n}^T, p_{8n}^R, p_{8n}^T, u_{1n}^0, v_{1n}^0, w_{1n}^0, u_{2n}^0, v_{2n}^0, w_{2n}^0, u_{3n}^0, v_{3n}^0, w_{3n}^0\}^T \quad (30)$$

لازم به ذکر است عناصر معادله ماتریسی (29) در پیوست بیان شده‌اند. از حل معادله (29)، مجهول‌های بردار \vec{q} به صورت هم زمان محاسبه می‌شوند. برای اختصار در این مقاله، چگونگی فرمول‌بندی تئوری مسئله‌های ارتعاشات-صوت حاکم بر نه ساختار دیگر پوسته استوانه‌ای سه جداره با لایه‌های متخلخل (شکل 2) و ساختار بدون لایه متخلخل ارائه نگردید است و تنها از نتایج آن‌ها استفاده می‌شود. فرمول‌بندی این مسائل با اصلاح و کاهش مسئله ارتعاشات-صوت حاکم بر پیکربندی UU-UU به دست می‌آید.

2-4- افت انتقال صوت

توان موج صوتی برخوردی بر واحد طول پوسته استوانه‌ای بیرونی برابر است با [35-33]:

$$W^I(\alpha, \beta) = \frac{R_1 p_0^2}{\rho_1 c_1} (1 - (\sin\alpha \cos\beta)^2)^{1/2} (1 + M \sin\alpha \cos\beta) \quad (31)$$

توان صوتی انتقال یافته بر واحد طول پوسته استوانه‌ای داخلی ناشی از برخورد موج صوتی صفحه‌ای با دو زاویه α و β به سطح خارجی استوانه به صورت رابطه (32) بیان می‌شود [19,14]:

$$W^T(\alpha, \beta) = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \int_0^{2\pi} P_8^T \frac{\partial (w_{3n}^0)^*}{\partial t} R_3 d\theta \right\} \quad (32)$$

که $\operatorname{Re}\{\cdot\}$ و بالانویس (*) به ترتیب بخش حقیقی و مزدوج مختلط آرگومان را نشان می‌دهند. از جایگذاری روابط (26) و (28-پ) در رابطه (32)، توان صوتی انتقال یافته به محفظه داخلی به فرم رابطه (33) بازنویسی می‌شود:

$$W^T(\alpha, \beta) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\pi R_3}{\varepsilon_n} \operatorname{Re} \{ p_{8n}^T H_n^1(k_{8r} R_3) (i\omega w_{3n}^0)^* \} \quad (33)$$

لازم به ذکر است که W^T به طور ضمنی به زوایای موج صوتی برخوردی (α, β) و سرعت جریان سیال خارج از پوسته بستگی دارد.

ضریب انتقال توان صوتی τ نسبت توان موج صوتی انتقالی به موج صوتی برخوردی در واحد طول استوانه تعریف می‌شود. بنابراین افت انتقال صوت از رابطه (34) بدست می‌آید:

$$TL = 10 \log \tau^{-1} \quad (34)$$

در یک میدان صوتی پخشنده، ضریب میانگین توان صوتی انتقالی τ_d می‌تواند با انتگرال‌گیری از توان موج صوتی برخوردی و انتقالی که تمام جهت‌های برخورد را شامل می‌شود، به صورت رابطه (35) بیان گردد [36,27]:

¹ Simpson

² Matlab

شده است و مقدار افت انتقال صوت برای فرکانس مربوطه صحیح می‌باشد. "شکل 6" تغییرات افت انتقال صوت برحسب n در فرکانس‌های 1000 Hz، 10,000 Hz و 20,000 Hz را نشان می‌دهد. ملاحظه می‌گردد با افزایش n اندازه افت انتقال کاهش یافته تا به یک مقدار ثابت می‌رسد. همچنین با افزایش فرکانس تعداد مدهای همگرایی افزایش می‌یابد.

2-3- اعتبارسنجی نتایج

از آنجایی که انتقال صوت در پوسته‌های استوانه‌ای ساندویچی سه جداره تاکنون مورد مطالعه قرار نگرفته است، بنابراین برای اعتبارسنجی، نتایج مدل ارائه شده در این پژوهش با نتایج مدل پوسته استوانه‌ای ساندویچی دو جداره مقایسه می‌گردد. به طوری که با حذف پوسته میانی و اصلاح معادله‌های حاکم، شرایط مرزی و معادله ماتریس انتقال، مسئله ارتعاشات-صوت حاکم بر مدل سه جداره به مدل دو جداره کاهش می‌یابد و سپس نتایج با نتایج مطالعات لیو و هی [33] مقایسه می‌گردد. آن‌ها برخی خطاهایی که ژو و همکاران [19] در پیاده‌سازی معادله‌های حاکم مرتکب شده بودند، اصلاح کردند و همچنین اثر جریان سیال خارجی را بر شدت موج صوتی برخوردی در نظر گرفتند. در این قسمت، دو روش به منظور اعتبارسنجی نتایج در نظر گرفته شده است. در ابتدا مطابق "شکل 7"، نتایج این پژوهش با نتایج پوسته استوانه‌ای دو جداره با لایه متخلخل در غیاب جریان خارج از استوانه که توسط لیو و هی [33] پیش‌بینی شده است، مقایسه می‌گردد. در این مورد پیکربندی‌های BB، BU و UU از پوسته دو جداره در معرض برخورد موج صوتی با زوایای $\alpha = 45^\circ$ و $\beta = 0^\circ$ است.

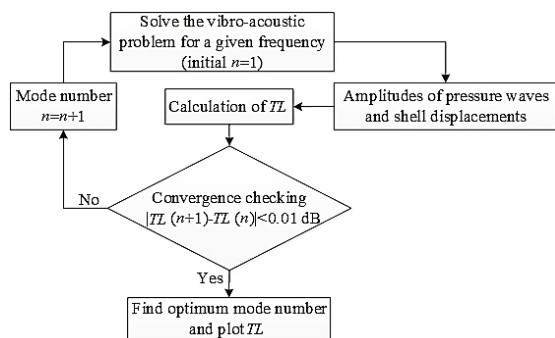


Fig. 5 Convergence algorithm for identifying the optimum circumferential mode number

شکل 5 الگوریتم همگرایی جهت تعیین تعداد مود محیطی بهینه

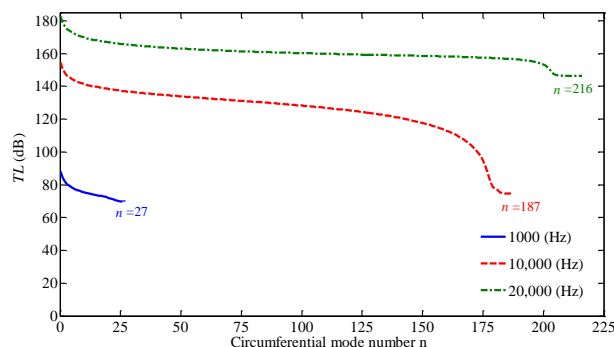


Fig. 6 Mode convergence diagram for the UU-UU configuration of triple-walled sandwich cylindrical shell at different frequencies, $\alpha = 45^\circ$, $\beta = 0^\circ$, $M = 0$

شکل 6 نمودار همگرایی برای پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره با ساختار UU-

UU در فرکانس‌های مختلف، $M = 0$, $\beta = 0^\circ$, $\alpha = 45^\circ$

پوسته آلومینیومی، لایه متخلخل از جنس پلی‌اورتان¹ و هوای محیط را نشان می‌دهد.

به دلیل تشابه، پیکربندی‌های BB-BB، BB-BU، UB-BU از مدل سه جداره به ترتیب با پیکربندی‌های BB، BU و UU از مدل دو جداره مقایسه می‌گردد. لازم به ذکر است که برای انجام یک مقایسه منصفانه باید جرم کل بر واحد سطح پوسته استوانه‌ای سه جداره و شعاع‌های داخلی و بیرونی آن با مدل دو جداره یکسان باشد، لذا برخی از پارامترهای هندسی آن مطابق زیر متفاوت از پوسته دو جداره بدست می‌آیند: $R_1 = 1.84 \text{ m}$ ، $R_2 = 1.82 \text{ m}$ ، $R_3 = 1.80 \text{ m}$ ، $h_2 = h_1 = h_3 = 1.5 \text{ mm}$ و $h_{a1} = h_{a2} = 1 \text{ mm}$ ، $h_a = 8.5 \text{ mm}$ برای ساختار BB-BU و 3.75 mm برای ساختار UB-BU. جدول 2 ابعاد هندسی پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره و شکاف‌های هوا را به منظور مقایسه عملکرد پیکربندی‌های مختلف در عایق‌بندی صدا، ارائه می‌کند.

ملاحظه می‌گردد که معادله‌های مربوط به امواج فشاری برخوردی، انعکاسی و انتقالی (روابط 21 و 26) و جابجایی‌های پوسته استوانه‌ای (رابطه 28) به فرم سری‌های بی‌نهایت بیان شده‌اند، بنابراین در طول تحلیل، باید از تعداد مدهای کافی استفاده شود. اگر تعداد مدها ناکافی باشند، نتایج بدست آمده برای افت انتقال صوت زیاد برآورد می‌شود [15]. در این قسمت، همگرایی نتایج با یک الگوریتم تکرار پذیر بررسی شده و تعداد مود محیطی بهینه بدست می‌آید. مطابق "شکل 5"، این حلقه همگرایی برای یک فرکانس معلوم در مود $n = 1$ ، مسئله ارتعاشات-صوت را حل کرده و مجهولات را یافته و مقدار افت انتقال صوت را محاسبه می‌کند. اگر اختلاف افت انتقال کمتر از مقدار خطای تعیین شده نباشد، مسیر برای مود بعدی تکرار می‌شود. این روند ادامه می‌یابد تا اختلاف افت انتقال برای دو مود متوالی کمتر از مقدار تعریف شده باشد. در این صورت شرایط همگرایی احراز

جدول 1 خواص فیزیکی پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره

Table 1 Property parameters used for the triple-walled sandwich cylindrical shell

علائم	توضیحات	مقدار
خواص پوسته استوانه‌ای سه جداره		
ρ_s	چگالی	2700 kg m^{-3}
E_s	مدول یانگ	$7 \times 10^{10} \text{ Pa}$
μ_s	ضریب پواسون	0.33
خواص مواد متخلخل		
ρ_p	چگالی حجمی فاز جامد	30 kg m^{-3}
E_p	مدول یانگ	$8 \times 10^5 \text{ Pa}$
ν	ضریب پواسون	0.4
σ	مقاومت جریانی	$25,000 \text{ MKS Rayls m}^{-1}$
η	ضریب اتلاف	0.265
h	تخلخل	0.9
ϵ'	ضریب هندسی سازه	7.8
خواص هوای محیط		
ρ_a	چگالی	1.225 kg m^{-3}
c_0	سرعت صوت	340.3 m s^{-1}
Pr	عدد پرانتل ²	0.71
λ	نسبت گرمایی ویژه	1.4

¹ Polyurethane

² Prandtl number

جدول 2 پارامترهای هندسی پیکربندی‌های مختلف پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره

Table 2 Geometrical parameters used for the different configurations of the triple-walled sandwich cylindrical shell					
UB-BU	BU-UB	BB-BU	BU-BB	BB-BB	پیکربندی‌ها
$R_1=1.84\text{ m}$	$R_1=1.84\text{ m}$	$R_1=1.84\text{ m}$	$R_1=1.84\text{ m}$	$R_1=1.84\text{ m}$	ابعاد هندسی
$R_2=1.82\text{ m}$	$R_2=1.82\text{ m}$	$R_2=1.82\text{ m}$	$R_2=1.82\text{ m}$	$R_2=1.82\text{ m}$	
$R_3=1.80\text{ m}$	$R_3=1.80\text{ m}$	$R_3=1.80\text{ m}$	$R_3=1.80\text{ m}$	$R_3=1.80\text{ m}$	
$h_1=1.5\text{ mm}$	$h_1=1.5\text{ mm}$	$h_1=1.5\text{ mm}$	$h_1=1.5\text{ mm}$	$h_1=1.5\text{ mm}$	
$h_2=1\text{ mm}$	$h_2=1\text{ mm}$	$h_2=1\text{ mm}$	$h_2=1\text{ mm}$	$h_2=1\text{ mm}$	
$h_3=1.5\text{ mm}$	$h_3=1.5\text{ mm}$	$h_3=1.5\text{ mm}$	$h_3=1.5\text{ mm}$	$h_3=1.5\text{ mm}$	
$h_{a1}=3.75\text{ mm}$	$h_{p1}=16.25\text{ mm}$	$h_{p1}=20\text{ mm}$	$h_{p1}=11.5\text{ mm}$	$h_{p1}=20\text{ mm}$	
$h_{p1}=16.25\text{ mm}$	$h_{a1}=3.75\text{ mm}$	$h_{p2}=11.5\text{ mm}$	$h_{a1}=8.5\text{ mm}$	$h_{p2}=20\text{ mm}$	
$h_{p2}=16.25\text{ mm}$	$h_{a2}=3.75\text{ mm}$	$h_{a1}=8.5\text{ mm}$	$h_{p2}=20\text{ mm}$		
$h_{a2}=3.75\text{ mm}$	$h_{p2}=16.25\text{ mm}$				
UU-UU	BU-UU	UU-BB	BB-UU	BU-BU	پیکربندی‌ها
$R_1=1.84\text{ m}$	$R_1=1.84\text{ m}$	$R_1=1.84\text{ m}$	$R_1=1.84\text{ m}$	$R_1=1.84\text{ m}$	ابعاد هندسی
$R_2=1.82\text{ m}$	$R_2=1.82\text{ m}$	$R_2=1.82\text{ m}$	$R_2=1.82\text{ m}$	$R_2=1.82\text{ m}$	
$R_3=1.80\text{ m}$	$R_3=1.80\text{ m}$	$R_3=1.80\text{ m}$	$R_3=1.80\text{ m}$	$R_3=1.80\text{ m}$	
$h_1=1.5\text{ mm}$	$h_1=1.5\text{ mm}$	$h_1=1.5\text{ mm}$	$h_1=1.5\text{ mm}$	$h_1=1.5\text{ mm}$	
$h_2=1\text{ mm}$	$h_2=1\text{ mm}$	$h_2=1\text{ mm}$	$h_2=1\text{ mm}$	$h_2=1\text{ mm}$	
$h_3=1.5\text{ mm}$	$h_3=1.5\text{ mm}$	$h_3=1.5\text{ mm}$	$h_3=1.5\text{ mm}$	$h_3=1.5\text{ mm}$	
$h_{a1}=1.875\text{ mm}$	$h_{p1}=16.25\text{ mm}$	$h_{a1}=1.875\text{ mm}$	$h_{p1}=20\text{ mm}$	$h_{p1}=16.25\text{ mm}$	
$h_{p1}=16.25\text{ mm}$	$h_{a1}=3.75\text{ mm}$	$h_{p1}=16.25\text{ mm}$	$h_{a1}=1.875\text{ mm}$	$h_{a1}=3.75\text{ mm}$	
$h_{a2}=1.875\text{ mm}$	$h_{a2}=1.875\text{ mm}$	$h_{a2}=1.875\text{ mm}$	$h_{p2}=16.25\text{ mm}$	$h_{p2}=16.25\text{ mm}$	
$h_{a3}=1.875\text{ mm}$	$h_{p2}=16.25\text{ mm}$	$h_{p2}=20\text{ mm}$	$h_{a2}=1.875\text{ mm}$	$h_{a2}=3.75\text{ mm}$	
$h_{p2}=16.25\text{ mm}$	$h_{a3}=1.875\text{ mm}$				
$h_{a4}=1.875\text{ mm}$					

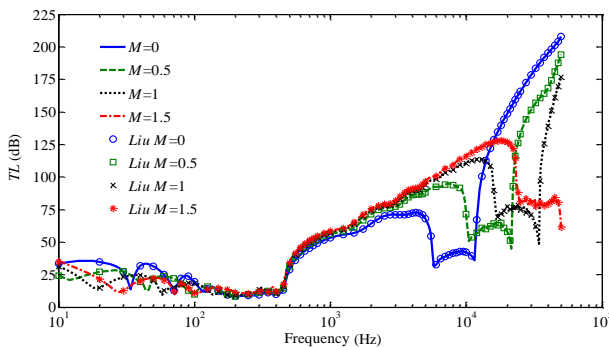


Fig. 8 Comparison of the STL results between the present study and Liu and He [33] at different external flow Mach numbers, UU configuration, $\alpha = 45^\circ$, $\beta = 0^\circ$

شکل 8 مقایسه نتایج افت انتقال صوت بین پژوهش حاضر و مطالعات لیو و هی [33] در اعداد ماخ مختلف جریان خارجی، پیکربندی UU، $\alpha = 45^\circ$ ، $\beta = 0^\circ$

ساختارهای BB-BB، BB-BU و UB-BU در یک میدان صوتی پخشنده مقایسه می‌کند. مقایسه بین هر پیکربندی از مدل سه جداره با مدل دو جداره به صورت جداگانه انجام گرفته است.

"شکل 9" نشان می‌دهد که پوسته استوانه‌ای سه جداره با لایه‌های متخلخل افت انتقال صوت بیشتری را تقریباً برای تمام بازه فرکانسی نسبت به مدل دو جداره پیش‌بینی می‌کند که این عملکرد بهتر در عایق‌بندی صوت برای فرکانس‌های میانی (ناحیه جرم-کنترل) و فرکانس‌های بالا قابل توجه است. زیرا پوسته میانی باعث می‌شود امواج بیشتری منعکس گردد و در نتیجه مقدار بیشتری از امواج صوتی در لایه‌های متخلخل جذب شود. همچنین ملاحظه می‌گردد هر دو مدل افت انتقال صوت تقریباً یکسانی را در فرکانس‌های پایین (ناحیه سختی-کنترل) پیش‌بینی می‌کنند. چرا که در این ناحیه با وجود افزایش تعداد جداره‌ها، ضخامت آن‌ها نسبت به مدل دو جداره کاهش داشته (به منظور ثابت ماندن جرم کل بر واحد سطح بین دو مدل) و در نتیجه سختی سازه تقریباً یکسان باقی مانده است.

سپس مطابق آنچه که "شکل 8" نشان می‌دهد، نتایج پژوهش حاضر با نتایج لیو و هی [33] برای پوسته استوانه‌ای ساندویچی دو جداره با ساختار UU ولی در حضور جریان سیال خارج از استوانه با اعداد ماخ مختلف مقایسه می‌گردد. از مقایسه نتایج در "شکل‌های 7 و 8" ملاحظه می‌گردد نتایج پیش‌بینی شده توسط این پژوهش با نتایج لیو و هی [33] کاملاً منطبق هستند.

3-3- مقایسه بین نتایج پوسته‌های استوانه‌ای دو جداره و سه جداره

هدف اصلی از انجام این پژوهش مقایسه عملکرد پوسته استوانه‌ای سه جداره در عایق‌بندی صدا نسبت به مدل مشابه دو جداره هم وزن آن است. پارامترهای هندسی که برای مدل دو جداره استفاده می‌شود در مراجع [33,19] داده شده است. "شکل 9" نتایج کل افت انتقال صوت پوسته دو جداره با ساختارهای BB، BU و UU را با نتایج پوسته سه جداره با

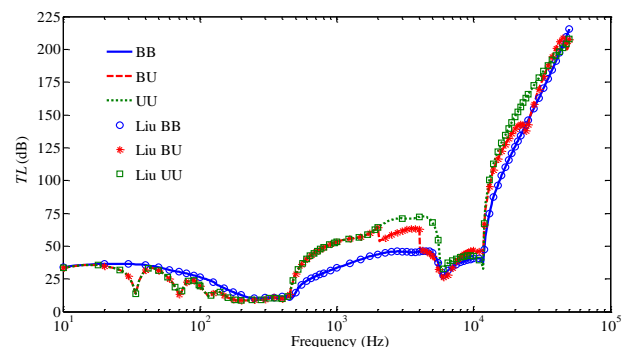


Fig. 7 Comparison of the STL results between the present study and Liu and He [33] for the double-walled sandwich cylindrical shell with BB, BU and UU configurations, $\alpha = 45^\circ$, $\beta = 0^\circ$, $M = 0$

شکل 7 مقایسه نتایج افت انتقال صوت بین پژوهش حاضر و مطالعات لیو و هی [33] برای پوسته استوانه‌ای ساندویچی دو جداره با ساختارهای BB، BU و UU، $\alpha = 45^\circ$ ، $\beta = 0^\circ$ ، $M = 0$

به منظور بررسی اثر ساختارهای مختلف پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره بر توان صوتی منتقل شده به داخل پوسته، شکل 10 نتایج میانگین افت انتقال صوت یازده ساختار مختلف را نشان می‌دهد. برای وضوح بهتر شکل، نتایج در بازه‌های فرکانسی 10 Hz تا 10,000 Hz و 10,000 Hz تا 50,000 Hz به ترتیب در شکل‌های (a) و (b) نشان داده می‌شوند. از مقایسه ساختار بدون لایه متخلخل با سایر ساختارها مشاهده می‌شود که مواد متخلخل از طریق جذب امواج صوتی، انتقال صوت به داخل سیستم را کاهش می‌دهند. همچنین ملاحظه می‌شود که عملکرد بهتر پوسته استوانه‌ای در کاهش انتقال صوت به محفظه داخلی، اساساً به روش کوبلینگ جداره‌ها و لایه‌های متخلخل بستگی دارد، یا به عبارت دیگر به طور خاص به تعداد شکاف‌های هوا در پیکربندی پوسته ساندویچی وابسته است. شکاف‌های هوا علاوه بر افزایش امواج صوتی انعکاسی در سطح مشترک خود با لایه‌های متخلخل و در نتیجه جذب بیشتر انرژی صوتی در لایه‌های متخلخل، به دلیل آمپدانس صوتی¹ کمتر باعث افزایش دامنه کل افت انتقال صوت می‌شوند. در شکل 10 ملاحظه می‌گردد پوسته ساندویچی با لایه‌های متخلخل خواص بهتری را نسبت به پوسته بدون لایه متخلخل در ناحیه سختی-کنترل نشان نمی‌دهد، چرا که مدول یانگ ماده متخلخل کم است، بنابراین اثر اندکی بر سختی سیستم دارد، در نتیجه اثر آن بر خواص انتقال صوت در ناحیه سختی-کنترل ناچیز است.

شکل 10 نشان می‌دهد که اختلاف افت انتقال پیش‌بینی شده توسط پیکربندی‌های گوناگون در فرکانس‌های پایین ناچیز بوده و در فرکانس‌های بالا قابل تشخیص نیست، ولی تفاوت مشخص آن‌ها در ناحیه فرکانس‌های

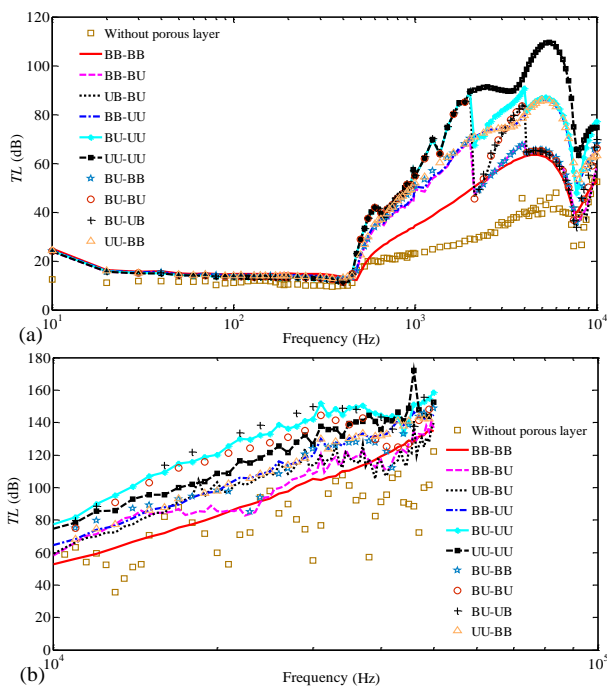


Fig. 10 Comparison of the total STL amplitudes of eleven typical triple-walled cylindrical shell structures in the diffuse sound field, (a) The frequencies from 10 Hz to 10,000 Hz, (b) The frequencies from 10,000 Hz to 50,000 Hz, $M = 0$

شکل 10 مقایسه دامنه‌های کل افت انتقال صوت یازده ساختار مختلف پوسته استوانه‌ای سه جداره در میدان صوتی پخشنده، (a) فرکانس‌های 10 Hz تا 10,000 Hz، (b) فرکانس‌های 10,000 Hz تا 50,000 Hz، $M = 0$.

¹ Acoustic impedance

ساختار BB-BB افت انتقال صوت بیشتری را در تمام نواحی فرکانس‌های میانی و فرکانس‌های بالا نسبت به ساختار BB نشان می‌دهد که این اختلاف به ترتیب تا مقدار حدود 17 dB در فرکانس 4600 Hz و 25 dB در فرکانس 50,000 Hz می‌رسد. ولی در مقابل، ساختارهای BB-BU و UB-BU در سراسر این نواحی ذکر شده عملکرد بهتری را در عایق‌بندی صدا نسبت به مدل دو جداره نشان نمی‌دهند. برای مثال، پیکربندی BU افت انتقال صوت بیشتری را در بازه‌های فرکانسی حدود 450 Hz تا 1400 Hz، 1400 Hz تا 2000 Hz و 3400 Hz تا 7500 Hz نسبت به پیکربندی BB-BU پیش‌بینی می‌کند که این اختلاف به ترتیب تا مقدار حدود 7.5 dB در 880 Hz، 8 dB در 2100 Hz و 12 dB در 8500 Hz می‌رسد. با این حال ملاحظه می‌گردد که برای بیشتر بازه فرکانسی، ساختارهای BB-BU و UB-BU نتایج بهتری را نسبت به مدل دو جداره با ساختار مشابه پیش‌بینی می‌کنند.

4-3 اثر پیکربندی پوسته استوانه‌ای سه جداره

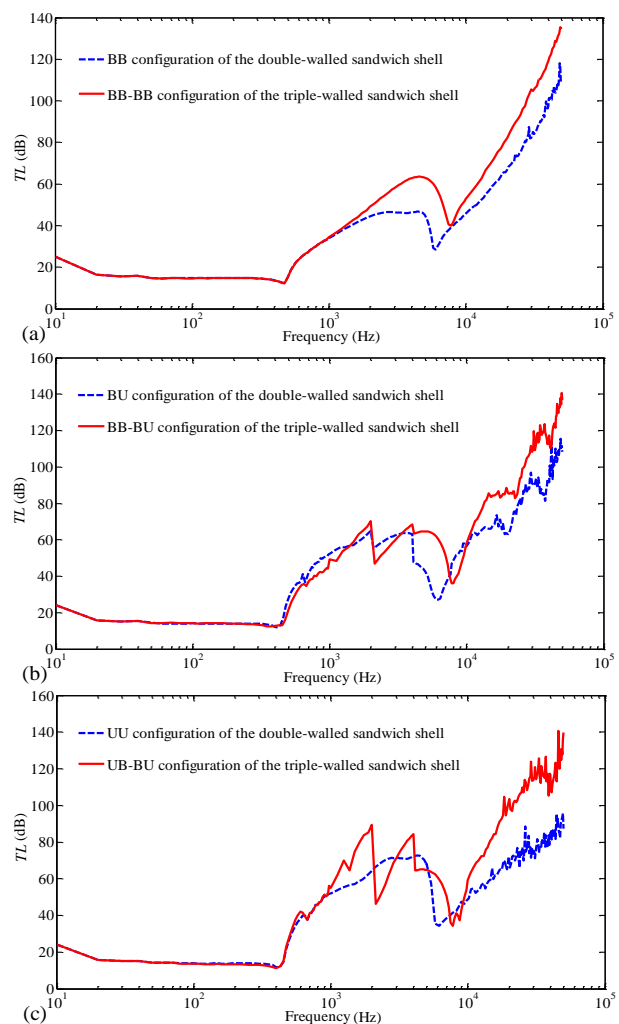


Fig. 9 Comparison of the total STL amplitudes in the diffuse sound field between three configurations of the triple-walled sandwich cylindrical shell and its double-walled counterpart, (a) BB and BB-BB, (b) BU and BB-BU, (c) UU and UB-BU, $M = 0$

شکل 9 مقایسه دامنه‌های کل افت انتقال صوت در میدان صوتی پخشنده بین سه پیکربندی از پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره و دو جداره مشابه آن، (a) BB و BB-BB، (b) BU و BB-BU، (c) UU و UB-BU، $M = 0$.

می‌شود.

3-6- اثر زاویه سمتی موج صوتی برخوردی

"شکل 13" اثر زاویه β بر فرکانس‌های مشخصه و دامنه افت انتقال صوت پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره با ساختار UU-UU را در حضور جریان سیال خارجی با $M = 0.5$ نمایش می‌دهد. از "شکل 11" مشاهده می‌شود که زاویه حد برای $M = 0.5$ برابر 48.1° است که بیشتر از مقدار $\alpha = 30^\circ$ در نظر گرفته شده در "شکل 13" می‌باشد.

دامنه افت انتقال برحسب فرکانس نشان دهنده مینیمم‌های زیادی است که سه مینیمم به دلیل افزایش ناگهانی توان صوتی انتقالی اهمیت بیشتری

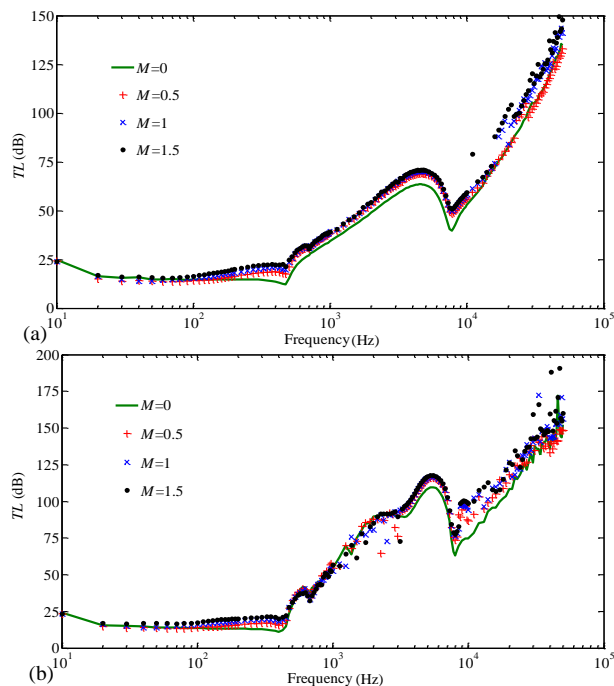


Fig. 12 Total STL results of the triple-walled sandwich cylindrical shell in the diffuse field at different external flow Mach numbers, (a) BB-BB configuration, (b) UU-UU configuration

"شکل 12" نتایج کل افت انتقال صوت پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره در میدان صوتی پخشنده و در اعداد ماخ مختلف جریان خارجی، ساختار BB-BB، (a) ساختار UU-UU (b)

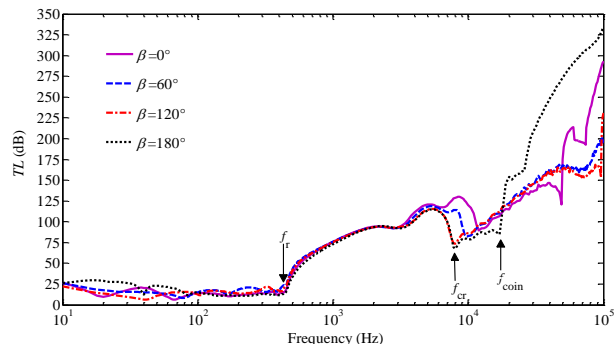


Fig. 13 STL characteristics of the triple-walled sandwich cylindrical shell with UU-UU configuration at different azimuthal angles, $\alpha = 30^\circ$, $M = 0$

"شکل 13" مشخصه‌های افت انتقال صوت پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره با ساختار UU-UU در زوایای سمتی مختلف، $M = 0$ ، $\alpha = 30^\circ$

میانی و فرکانس‌های نسبتاً بالا است. در این نواحی ساختار BB-BB کمترین افت انتقال صوت (با حداکثر مقدار 63 dB در فرکانس 4500 Hz) و ساختار UU-UU بیشترین مقدار (با حداکثر مقدار 109 dB در فرکانس 5500 Hz) را نشان می‌دهند. مقادیر پیش‌بینی شده توسط سایر ساختارها با لایه متخلخل در بین مقادیر محاسبه شده توسط دو ساختار مذکور قرار می‌گیرد. قانون جرم بیان می‌کند که افت انتقال صوت با افزایش جرم و فرکانس، افزایش و با افزایش آمپدانس صوتی محیط کاهش می‌یابد. فاز جامد ماده متخلخل که حامل امواج فریم است آمپدانس صوتی بیشتری نسبت به فاز سیال که امواج هواپرد در آن منتشر می‌شود، دارد. بنابراین، برای ساختاری که امواج هواپرد به عنوان امواج غالب در ماده متخلخل شناخته می‌شوند، افت انتقال صوت بیشتری انتظار می‌رود.

3-5- اثر جریان سیال خارج از پوسته استوانه‌ای

"شکل 11" تغییرات حد زاویه موج صوتی برخوردی α_{lim} را برحسب زاویه سمتی β در اعداد ماخ مختلف نشان می‌دهد. ملاحظه می‌گردد در حالتی که سیال خارج از استوانه ساکن است، انعکاس داخلی امواج صوتی اتفاق نمی‌افتد و در نتیجه هر زاویه برخوردی قادر به انتقال انرژی صوتی به محفظه داخلی است. ولی جریان سیال خارجی باعث به وجود آمدن انعکاس داخلی در سیستم شده به طوری که مقدار α_{lim} به زیر زاویه 90° برای زوایای سمتی نزدیک به زاویه 180° می‌رسد. با افزایش سرعت جریان خارجی α_{lim} کاهش می‌یابد، لذا انعکاس داخلی افزایش یافته و امواج صوتی کمتری به داخل استوانه ساندویچی سه جداره انتقال می‌یابد.

به منظور بررسی اثر جریان سیال خارجی، "شکل‌های (a) 12 و (b)" منحنی کل افت انتقال را به ترتیب برای ساختارهای BB-BB و UU-UU پوسته استوانه‌ای سه جداره در اعداد ماخ مختلف $M = 0, 0.5, 1, 1.5$ نشان می‌دهد. در "شکل (a) 12" مشاهده می‌شود که جریان سیال خارج از استوانه برای ساختار BB-BB باعث افزایش میانگین افت انتقال تقریباً در تمام طیف فرکانس‌ها شده است، که این تاثیر در ناحیه جرم-کنترل بیشتر دیده می‌شود (با حداکثر اختلاف 5.6 dB، 6.8 dB و 7.5 dB در فرکانس حدود 4600 Hz) به ترتیب برای $M = 0$ ، $M = 1$ و $M = 1.5$ نسبت به $M = 0$. به طور مشابه، "شکل (b) 12" افزایش دامنه میانگین افت انتقال را تقریباً در سراسر بازه فرکانسی برای پوسته استوانه‌ای ساندویچی با ساختار UU-UU نشان می‌دهد که در فرکانس‌های بالا قابل توجه می‌باشد. همچنین در طیف فرکانسی حدود 1000 Hz تا 3000 Hz برخی تشدیدهای صوتی دیده

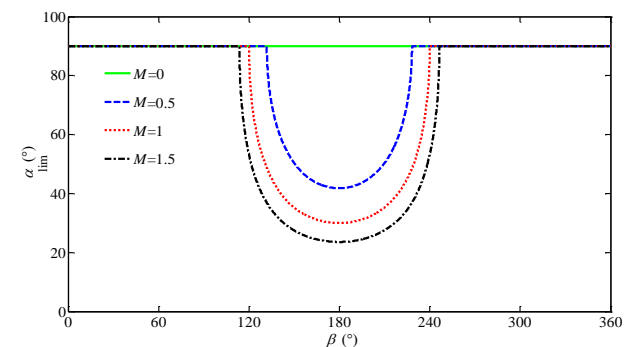


Fig. 11 The variation of the limiting incidence angle with the azimuthal angle at different external flow Mach numbers, UU-UU configuration

"شکل 11" تغییرات حد زاویه برخورد برحسب زاویه سمتی در اعداد ماخ مختلف جریان خارجی، پیکربندی UU-UU

$$\begin{aligned}
 a_{2,15} &= \frac{iK_1 k_{1z} n(1 + \mu_1)}{2R_1} \\
 a_{2,16} &= \rho_{s1} h_1 \omega^2 - \frac{K_1 k_{1z}^2 (1 - \mu_1)}{2} - \frac{D_1 k_{1z}^2 (1 - \mu_1)}{2R_1^2} - \frac{K_1 n^2}{R_1^2} - \frac{D_1 n^2}{R_1^4}, & a_{2,17} &= -\frac{K_1 n}{R_1^2} - \frac{D_1 k_{1z}^2 n}{R_1^2} - \frac{D_1 n^3}{R_1^4} \\
 a_{3,1} &= H_n^2(k_{1r} R_1), & a_{3,2} &= -H_n^1(k_{2r} R_1) \\
 a_{3,3} &= -H_n^2(k_{2r} R_1), & a_{3,15} &= \frac{iK_1 \mu_1 k_{1z}}{R_1} \\
 a_{3,16} &= -\frac{D_1 k_{1z}^2 n}{R_1^2} - \frac{D_1 n^3}{R_1^4} - \frac{K_1 n}{R_1^2} \\
 a_{3,17} &= \rho_{s1} h_1 \omega^2 - D_1 k_{1z}^4 - \frac{2D_1 k_{1z}^2 n^2}{R_1^2} - \frac{D_1 n^4}{R_1^4} - \frac{k_1}{R_1^2} \\
 a_{4,1} &= k_{1r} H_n^2(k_{1r} R_1), & a_{4,17} &= -\rho_1 (\omega - V k_{1z})^2 \\
 a_{5,2} &= k_{2r} H_n^1(k_{2r} R_1), & a_{5,3} &= k_{2r} H_n^2(k_{2r} R_1) \\
 a_{5,17} &= -\rho_2 \omega^2, & a_{6,2} &= H_n^1(k_{2r} R_{p1}) \\
 a_{6,3} &= H_n^2(k_{2r} R_{p1}), & a_{6,4} &= -H_n^1(k_{3r} R_{p1}) \\
 a_{6,5} &= -H_n^2(k_{3r} R_{p1}), & a_{7,2} &= \frac{k_{2r} H_n^1(k_{2r} R_{p1})}{k_2 \rho_2 c_2} \\
 a_{7,3} &= \frac{k_{2r} H_n^2(k_{2r} R_{p1})}{k_2 \rho_2 c_2}, & a_{7,4} &= -\frac{k_{3r} H_n^1(k_{3r} R_{p1})}{k_3 \rho_3 c_3} \\
 a_{7,5} &= -\frac{k_{3r} H_n^2(k_{3r} R_{p1})}{k_3 \rho_3 c_3}, & a_{8,4} &= H_n^1(k_{3r} R_{p2}) \\
 a_{8,5} &= H_n^2(k_{3r} R_{p2}), & a_{8,6} &= -H_n^1(k_{4r} R_{p2}) \\
 a_{8,7} &= -H_n^2(k_{4r} R_{p2}), & a_{9,4} &= \frac{k_{3r} H_n^1(k_{3r} R_{p2})}{k_3 \rho_3 c_3} \\
 a_{9,5} &= \frac{k_{3r} H_n^2(k_{3r} R_{p2})}{k_3 \rho_3 c_3}, & a_{9,6} &= -\frac{k_{4r} H_n^1(k_{4r} R_{p2})}{k_4 \rho_4 c_4} \\
 a_{9,7} &= -\frac{k_{4r} H_n^2(k_{4r} R_{p2})}{k_4 \rho_4 c_4} \\
 a_{10,18} &= \rho_{s2} h_2 \omega^2 - K_2 k_{1z}^2 - \frac{K_2 (1 - \mu_2) n^2}{2R_2^2} \\
 a_{10,19} &= -\frac{iK_2 k_{1z} n(1 + \mu_2)}{2R_2}, & a_{10,20} &= -\frac{iK_2 \mu_2 k_{1z}}{R_2} \\
 a_{11,18} &= \frac{iK_2 k_{1z} n(1 + \mu_2)}{2R_2} \\
 a_{11,19} &= \rho_{s2} h_2 \omega^2 - \frac{K_2 k_{1z}^2 (1 - \mu_2)}{2} - \frac{D_2 k_{1z}^2 (1 - \mu_2)}{2R_2^2} - \frac{K_2 n^2}{R_2^2} - \frac{D_2 n^2}{R_2^4}, & a_{11,20} &= -\frac{K_2 n}{R_2^2} - \frac{D_2 k_{1z}^2 n}{R_2^2} - \frac{D_2 n^3}{R_2^4} \\
 a_{12,6} &= H_n^2(k_{4r} R_2), & a_{12,7} &= H_n^2(k_{4r} R_2) \\
 a_{12,8} &= -H_n^1(k_{5r} R_2), & a_{12,9} &= -H_n^2(k_{5r} R_2) \\
 a_{12,18} &= \frac{iK_2 \mu_2 k_{1z}}{R_2}, & a_{12,19} &= -\frac{K_2 n}{R_2^2} - \frac{D_2 k_{1z}^2 n}{R_2^2} - \frac{D_2 n^3}{R_2^4} \\
 a_{12,20} &= \rho_{s2} h_2 \omega^2 - D_2 k_{1z}^4 - \frac{2D_2 k_{1z}^2 n^2}{R_2^2} - \frac{D_2 n^4}{R_2^4} - \frac{K_2}{R_2^2} \\
 a_{13,6} &= k_{4r} H_n^1(k_{4r} R_2), & a_{13,7} &= k_{4r} H_n^2(k_{4r} R_2) \\
 a_{13,20} &= -\rho_4 \omega^2, & a_{14,8} &= k_{5r} H_n^1(k_{5r} R_2) \\
 a_{14,9} &= k_{5r} H_n^2(k_{5r} R_2), & a_{14,20} &= -\rho_5 \omega^2 \\
 a_{15,8} &= H_n^1(k_{5r} R_{p3}), & a_{15,9} &= H_n^2(k_{5r} R_{p3}) \\
 a_{15,10} &= -H_n^1(k_{6r} R_{p3}), & a_{15,11} &= -H_n^2(k_{6r} R_{p3}) \\
 a_{16,8} &= \frac{k_{5r} H_n^1(k_{5r} R_{p3})}{k_5 \rho_5 c_5}, & a_{16,9} &= \frac{k_{5r} H_n^2(k_{5r} R_{p3})}{k_5 \rho_5 c_5} \\
 a_{16,10} &= -\frac{k_{6r} H_n^1(k_{6r} R_{p3})}{k_6 \rho_6 c_6}, & a_{16,11} &= -\frac{k_{6r} H_n^2(k_{6r} R_{p3})}{k_6 \rho_6 c_6} \\
 a_{17,10} &= H_n^1(k_{6r} R_{p4}), & a_{17,11} &= H_n^2(k_{6r} R_{p4}) \\
 a_{17,12} &= -H_n^1(k_{7r} R_{p4}), & a_{17,13} &= -H_n^2(k_{7r} R_{p4})
 \end{aligned}$$

دارند [19]: (1) فرکانس حلقه¹ که در آن محیط پوسته با طول موج طولی آن برابر می‌شود. این فرکانس همیشه مستقل از زاویه برخورد بوده است. (2) فرکانس بحرانی² متناظر است با یکسان شدن مولفه شعاعی عدد موج صوتی با عدد موج محیطی پوسته. این فرکانس تنها در صورت حضور جریان سیال خارج از پوسته به زاویه برخورد وابسته است. (3) فرکانس برخورد³ که در آن مولفه طولی عدد موج صوتی با عدد موج محیطی پوسته برابر است. این فرکانس همیشه به زاویه برخورد موج صوتی وابسته است. در "شکل 13" مشاهده می‌شود فرکانس حلقه مستقل از زاویه برخورد است. ولی با افزایش β فرکانس بحرانی به فرکانس‌های پایین‌تر کاهش می‌یابد. همچنین افزایش β باعث افزایش تدریجی فرکانس برخورد برای زوایای $90^\circ > \beta$ و کاهش قابل توجه آن برای زوایای $90^\circ < \beta$ می‌شود. همچنین ملاحظه می‌گردد که اثر زاویه سمتی بر دامنه افت انتقال صوت برای فرکانس‌های پایین ناچیز و تقریباً غیرقابل تشخیص بوده اما در فرکانس‌های بالا قابل توجه است.

4- نتیجه گیری

در این پژوهش مدل‌های تئوری جهت پیش‌بینی افت انتقال صوت در پوسته‌های استوانه‌ای دو جداره طویل با لایه متخلخل تعمیم یافت تا برای نخستین بار مدلی برای محاسبه افت انتقال صوت در پوسته‌های استوانه‌ای سه جداره با لایه‌های متخلخل در حضور جریان سیال خارج از استوانه ارائه گردد.

از مقایسه نتایج پوسته استوانه‌ای سه جداره با نتایج مدل دو جداره مشابه و هم وزن مشاهده شد مورد سه جداره عملکرد بهتری را در عایق‌بندی صوتی سیستم نسبت به مورد دو جداره فراهم می‌کند، که این برتری در طیف فرکانس‌های نسبتاً بالا و بالا قابل توجه است. با این حال، در فرکانس‌های پایین (ناحیه سختی-کنترل) اختلاف اندکی بین نتایج دو مدل به‌دست آمد. علاوه بر این، یک پوسته استوانه‌ای ساندویچی سه جداره نسبت به مدل دو جداره ساختارهای بیشتری را جهت رسیدن به یک عایق‌بندی صوتی مطلوب در یک طیف فرکانسی دلخواه فراهم می‌کند. لذا در این پژوهش، ده ساختار مختلف جهت کوپلینگ بین دیواره‌های استوانه و لایه‌های متخلخل در کنار ساختار بدون لایه متخلخل به منظور بررسی کامل اثر لایه‌های متخلخل و شکاف‌های هوا بر انتقال صوت در نظر گرفته شد. ملاحظه گردید لایه‌های متخلخل و همچنین نوع کوپلینگ بین آن‌ها و دیواره‌ها (یعنی تعداد شکاف‌های هوا) اثرات قابل توجهی بر کاهش انتقال صوت به داخل سیستم دارند. بنابراین مشاهده شد که پیکربندی UU-UU بیشترین اندازه افت انتقال صوت و پیکربندی BB-BB کمترین آن را در مقایسه با سایر ساختارها پیش‌بینی می‌کنند. براساس نتایج ذکر شده و با وجود وزن، حجم و پیچیدگی‌های بیشتر سازه‌های سه جداره نسبت به دو جداره، نشان داده شد که این سازه‌ها مزایای به مراتب بیشتری دارند. همچنین ملاحظه شد که اثرات جریان سیال خارجی و زاویه سمتی بر انتقال صوت قابل توجه است.

5- پیوست

عناصر معادله ماتریس انتقال (29) عبارتند از:

$$\begin{aligned}
 a_{1,15} &= \rho_{s1} h_1 \omega^2 - K_1 k_{1z}^2 - \frac{K_1 (1 - \mu_1) n^2}{2R_1^2} \\
 a_{1,16} &= -\frac{iK_1 k_{1z} n(1 + \mu_1)}{2R_1}, & a_{1,17} &= -\frac{iK_1 \mu_1 k_{1z}}{R_1}
 \end{aligned}$$

¹ Ring frequency (f_r)

² Critical frequency (f_{cr})

³ Coincidence frequency (f_{coin})

[12] Y. Y. Tang, J. H. Robinson, R. J. Silcox, Sound transmission through a cylindrical sandwich shell with honeycomb core, *34th AIAA Aerospace Science Meeting and Exhibit AIAA-96-0877*, pp. 1-10, 1996.

[13] J. H. Lee, J. Kim, Sound transmission through periodically stiffened cylindrical shells, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 251, No. 3, pp. 431-456, 2002.

[14] J. H. Lee, 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.

[15] J. H. Lee, 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.

[16] K. Daneshjou, A. Nouri, R. Talebitooti, Sound transmission through laminated composite cylindrical shells using analytical model, *Archive of Applied Mechanics*, Vol. 77, No. 6, pp. 363-379, 2007.

[17] P. Oliazadeh, A. Farshidianfar, Analysis of different techniques to improve sound transmission loss in cylindrical shells, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 389, pp. 276-291, 2017.

[18] K. Daneshjou, H. Ramezani, R. Talebitooti, Wave transmission through laminated composite double-walled cylindrical shell lined with porous materials, *Applied Mathematics and Mechanics*, Vol. 32, No. 6, pp. 701-718, 2011.

[19] J. Zhou, A. Bhaskar, X. Zhang, The effect of external mean flow on sound transmission through double-walled cylindrical shells lined with poroelastic material, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 333, No. 7, pp. 1972-1990, 2014.

[20] K. Daneshjou, R. Talebitooti, M. Kornokar, Vibroacoustic study on a multilayered functionally graded cylindrical shell with poroelastic core and bonded-unbonded configuration, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 393, pp. 157-175, 2017.

[21] Y. Y. Tang, R. J. Silcox, J. H. Robinson, Sound transmission through two concentric cylindrical sandwich shells, *Proceedings of 14th International Modal Analysis Conference*, pp. 1488-1492, 1996.

[22] Y. Y. Tang, R. J. Silcox, J. H. Robinson, Sound transmission through cylindrical shell structures excited by boundary layer pressure fluctuations, *Proceedings of the 2nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, 1996.

[23] K. Daneshjou, M. M. Shokrieh, M. Ghorbani Moghaddam, R. Talebitooti, Analytical model of sound transmission through relatively thick FGM cylindrical shells considering third order shear deformation theory, *Composite Structures*, Vol. 93, No. 1, pp. 67-78, 2010.

[24] K. Daneshjou, A. Nouri, 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.

[25] J. Zhou, A. Bhaskar, 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.

[26] J. Zhou, X. Zhang, Interior noise of cylindrical shell lined with porous material under turbulent boundary layer excitation, *Proceedings of The 22nd International Congress on Sound and Vibration*, pp. 44, 2015.

[27] S. Ghient, N. Atalla, H. Osman, Diffuse field transmission into infinite sandwich composite and laminate composite cylinders, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 289, No. 4-5, pp. 745-778, 2006.

[28] M. A. Biot, Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid I. Low-frequency range. II. Higher frequency range, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 28, No. 2, pp. 168-191, 1956.

[29] J. S. Bolton, N. M. Shiau, Y. J. Kang, Sound transmission through multi-panel structures lined with elastic porous materials, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 191, No. 3, pp. 317-347, 1996.

[30] J. H. Lee, J. Kim, H. J. Kim, Simplified method to solve sound transmission through structures lined with elastic porous material, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 110, No. 5, pp. 2282-2294, 2001.

[31] F. Fahy, *Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response*, pp. 1-73, New York: Academic Press, 1985.

[32] W. Soedel, *Vibration of Shells and Plates*, pp. 51-63, New York: Marcel Dekker, 1993.

[33] Y. Liu, C. He, On sound transmission through double-walled cylindrical shells lined with poroelastic material: Comparison with Zhou's results and further effect of external mean flow, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 358, pp. 192-198, 2015.

[34] F. J. Fahy, *Sound Intensity*, pp. 38-85, London: E and FN Spon, 1995.

[35] C. Hopkins, *Sound insulation*, pp. 409-527, UK: Routledge, 2007.

[36] Y. Liu, C. He, Diffuse field sound transmission through sandwich composite cylindrical shells with poroelastic core and external mean flow, *Composite Structures*, Vol. 135, pp. 383-396, 2016.

$$\begin{aligned}
 a_{18,10} &= \frac{k_{6r}H_n^1(k_{6r}R_{p4})}{k_6\rho_6c_6}, & a_{18,11} &= \frac{k_{6r}H_n^2(k_{6r}R_{p4})}{k_6\rho_6c_6} \\
 a_{18,12} &= -\frac{k_{7r}H_n^1(k_{7r}R_{p4})}{k_7\rho_7c_7}, & a_{18,13} &= -\frac{k_{7r}H_n^2(k_{7r}R_{p4})}{k_7\rho_7c_7} \\
 a_{19,21} &= \rho_{s3}h_3\omega^2 - K_3k_{1z}^2 - \frac{K_3(1-\mu_3)n^2}{2R_3^2}, \\
 a_{19,22} &= -\frac{iK_3k_{1z}n(1+\mu_3)}{2R_3}, & a_{19,23} &= -\frac{iK_3\mu_3k_{1z}}{R_3} \\
 a_{20,21} &= \frac{iK_3k_{1z}n(1+\mu_3)}{2R_3} \\
 a_{20,22} &= \rho_{s3}h_3\omega^2 - \frac{K_3k_{1z}^2(1-\mu_3)}{2} - \frac{D_3k_{1z}^2(1-\mu_3)}{2R_3^2} - \\
 &\frac{K_3n^2}{R_3^2} - \frac{D_3n^2}{R_3^4}, & a_{20,23} &= -\frac{K_3n}{R_3^2} - \frac{D_3k_{1z}^2n}{R_3^2} - \frac{D_3n^3}{R_3^4} \\
 a_{21,12} &= H_n^1(k_{7r}R_3), & a_{21,13} &= H_n^2(k_{7r}R_3) \\
 a_{21,14} &= -H_n^1(k_{8r}R_3), & a_{21,21} &= \frac{iK_3\mu_3k_{1z}}{R_3} \\
 a_{21,22} &= -\frac{D_3k_{1z}^2n}{R_3^2} - \frac{D_3n^3}{R_3^4} - \frac{K_3n}{R_3^2} \\
 a_{21,23} &= \rho_{s3}h_3\omega^2 - D_3k_{1z}^4 - \frac{2D_3k_{1z}^2n^2}{R_3^2} - \frac{D_3n^4}{R_3^4} - \frac{k_3}{R_3^2} \\
 a_{22,12} &= k_{7r}H_n^1(k_{7r}R_3), & a_{22,13} &= k_{7r}H_n^2(k_{7r}R_3) \\
 a_{22,23} &= -\rho_7\omega^2, & a_{23,14} &= k_{8r}H_n^1(k_{8r}R_3) \\
 a_{23,23} &= -\rho_8\omega^2, & b_{3,1} &= -p_0\varepsilon_n(-i)^n J_n(k_{1r}R_1) \\
 b_{4,1} &= -p_0\varepsilon_n(-i)^n k_{1r}J_n'(k_{1r}R_1)
 \end{aligned} \tag{1}$$

باقی عناصر صفر می‌باشند.

6- مراجع

[1] J. P. W. Smith, Sound transmission through thin cylindrical shells, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 29, No. 6, pp. 721-729, 1957.

[2] P. H. White, Sound transmission through a finite, closed, cylindrical shell, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 40, No. 5, pp. 1124-1130, 1966.

[3] L. R. Koval, On sound transmission into a thin cylindrical shell under 'flight Conditions, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 48, No. 2, pp. 265-275, 1976.

[4] L. R. Koval, Effects of cavity resonance on sound transmission into a thin cylindrical shell, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 59, No. 1, pp. 23-33, 1978.

[5] L. R. Koval, On sound transmission into an orthotropic shell, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 63, No. 1, pp. 51-59, 1979.

[6] L. R. Koval, On sound transmission into a stiffened cylindrical shell with rings and stringers treated as discrete elements, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 71, No. 4, pp. 511-521, 1980.

[7] L. R. Koval, Sound transmission into a laminated composite cylindrical shell, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 71, No. 4, pp. 523-530, 1980.

[8] A. Blaise, C. Lesueur, M. Gotteland, M. Barbe, On sound transmission into an orthotropic infinite shell: comparison with Koval's results and understanding of phenomena, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 150, No. 2, pp. 233-243, 1991.

[9] A. Blaise, C. Lesueur, Acoustic transmission through a 2-D orthotropic multilayered infinite cylindrical shell, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 155, No. 1, pp. 95-109, 1992.

[10] A. Blaise, C. Lesueur, Acoustic transmission through a 3-D orthotropic multilayered infinite cylindrical shell, Part I: Formulation of the problem, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 171, No. 5, pp. 651-664, 1994.

[11] A. Blaise, C. Lesueur, Acoustic transmission through a 3-D orthotropic multilayered infinite cylindrical shell, Part II: Validation and numerical exploitation for large structures, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 171, No. 5, pp. 665-680, 1994.