ماهنامه علمى پژوهشى



mme.modares.ac.ir

# افت انتقال صوت در پوستههای استوانهای ساندویچی سه جداره در حضور جریان خارجى

على اصغر جعفرى<sup>1</sup>\*، مسعود گلزارى<sup>2</sup>، محمد سعيد جعفرى<sup>3</sup>

1- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- دانشجوى دكترى، مهندسى مكانيك، دانشگاه صنعتى خواجه نصيرالدين طوسى، تهران

3- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

\* تهران، صندوق پستى 1999–1935، ajafari@kntu.ac.ir

چکیدہ	اطلاعات مقاله
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 لاو جهت بیان معادلههای حاکم بر حرکت پوسته استوانهای سه جداره همسانگرد و نازک و روش لی بر پایه تئوری بایو برای مدلسازی انتشار موج	مقاله پژوهشی کامل دریافت: 09 اردیبهشت 1396 پذیرش: 05 مهر 1396 ارائه در سایت: 11 آبان 1396
در ماده متخلخل به کار گرفته میشوند. مسئله ارتعاشات-صوت برای پیچیدهترین ساختار از پوسته استوانهای ساندویچی سه جداره فرمول.بندی 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	<i>کلید واژگان:</i> افت انتقال صوت یوسته استوانهای سه جداره
مدل مشابه دو جداره و هم وزن مقایسه میگردد. نتایج به طور کلی عملکرد بهتر مورد سه جداره را در عایق,بندی 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 یوسته ساندویچی بر خواص انتقال صوت به صورت کامل بررسی گردد. نشان داده	لايه متخلخل جريان خارجی ميدان صوتي پخشنده
می شود 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<sup>\*</sup>, Masoud Golzari, Mohammad Saeid Jafari

ABSTRACT

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

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

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:

1- مقدمه

Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-05-10

انرژی به صورت ارتعاشات صوتی و یا سازهای به پوسته می گردد. 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 می گردد، 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 می باشد. انتقال صوت در پوستههای استوانهای جدار نازک توسط محققین زیادی همچون اسمیت [1]، وایت [2]، کوال [-7 3]، بلیز و همکاران [16] و اولیازاده و فرشیدیانفر [17] بررسی شده است.

مواد جاذب صوت غالباً از مواد متخلخل ساخته می شوند. این مواد به صورت مواد جاذب لایهای جهت کاهش توان صوتی عبوری از یک سطح استفاده می شوند. 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 می باشند. 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 می گردد. دانشجو و همکاران [18] افت انتقال صوت در پوستههای استوانهای دو جداره کامپوزیتی چندلایه و با لایه میانی متشکل از مواد متخلخل را بررسی کردند. آنها از تئوری پوسته لاو<sup>۲</sup> برای بیان معادلههای حرکت جدارههای پوسته و از تئوری لی بر پایه تئوری بایو<sup>۳</sup>برای مدلسازی انتشار موج در ماده متخلخل بهره گرفتند. ژو و همکاران [19] با تعميم مطالعات لي و کيم [14] و با ارائه یک مدل تحلیلی، افت انتقال صوت در یک پوسته استوانه ای همسانگرد دو جداره طویل و با هسته میانی از مواد متخلخل را پیش بینی 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 بين ديوارهها و لايه متخلخل و اضافه كردن شكاف هوا سعى كردند به بهترين عملکرد در عایقبندی صوت دست یابند. نتایج نشان دادند در نظر گرفتن شکاف هوا در ساختار پوسته استوانهایی دو جداره می تواند به کاهش انتقال صوت در سیستم کمک کند. دانشجو و همکاران در بررسیهای دیگر [20] به صورت تحلیلی افت انتقال صوت در یک پوسته استوانه ای طویل دو جداره با یک لایه متخلخل و یک شکاف هوا را پیش بینی کردند. پوسته مذکور ساخته شده از یک جداره خارجی از جنس مواد مدرج تابعی<sup>†</sup> و یک جداره داخلی از جنس آلومينيوم بود. آنها دريافتند كه استفاده همزمان از ماده متخلخل و مواد مدرج تابعی می تواند کارایی بهتر در هر دو عایق بندی 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

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 [22,21,12] و دانشجو و 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 عایق,بندی مدا تقریباً برای تمام بازه فرکانسی فراهم میکند ولی در موردی که سیال زاحیه سختی-کنترل) قادر است انرژی صوتی انتقال یافته به محفظه داخلی سیستم را کاهش دهد.

در عمل همیشه یک میدان تصادفی<sup>۵</sup> از امواج صوتی وجود دارد که در آن موج صوتی با دو زاویه مستقل (یعنی زاویه برخورد<sup>۶</sup> و زاویه سمتی<sup>۷</sup>) منتشر میشود. بنابراین محاسبه کل افت انتقال صوت ناشی از برخورد این امواج بسیار کاربردی تر و جالب توجه میباشد. در مقابل، اکثر مطالعاتی که به آنها اشاره شد، محققین به صورت سادهایی تنها یک موج فشاری صفحه ی مایل و با زاویه برخورد ثابت را در نظر می گرفتند 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 [24,18,16] و قینت و همکاران [72] سعی کردند روشهایی را برای محاسبه کل افت انتقال صوت ارائه دهند اما سعی کردند روشهایی را برای محاسبه کل افت انتقال صوت ارائه دهند اما انعاس داخلی اتفاق میافتد و موج صوتی نمیتواند به محفظه داخلی استوانه انتقال یابد توجه نمی گردید.

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 می باشد، گزینه های بیشتری جهت تنظیم عملکرد عایق بندی صدا فراهم میکند. با وجود افزایش پیچیدگیهای ساختاری، پوستههای ساندویچی سه جداره می توانند 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 عایق بندی 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 پخشنده^ با مدل مشابه دو جداره و هم وزن آن مقایسه می گردد. به علاوه، پیکربندیهای مختلفی از پوسته ساندویچی سه جداره در نظر گرفته می شود 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 می گردد.

Sound transmission loss (STL)

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Love's shell theory <sup>3</sup> Biot's theory

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Functionally graded material (FGM)

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> Random

 <sup>&</sup>lt;sup>6</sup> Incidence angle
 <sup>7</sup> Azimuthal angle

<sup>&</sup>lt;sup>8</sup> Diffuse sound field

## 2- فرمول بندی نظری مسئله ار تعاشات - صوت

"شکل 1" پوسته استوانه ای ساندویچی سه جداره متشکل از سه پوسته ناز ک هم محور، دو لایه از مواد متخلخل و چهار شکاف هوا را نشان می دهد، که خواص هندسی و فیزیکی آن عبارتند از: R شعاع، h ضخامت،  $F_l$  مدول یانگ،  $\rho_{Sl} چگالی و µ ضریب پواسون. پایین نویس$ *l*بیان کننده شمارهپوسته بوده و برای پوسته بیرونی برابر 1، پوسته میانی 2 و پوسته داخلی 3می باشد. سیستم در راستای*z*نامحدود فرض می شود و سیال خارج از آن باسرعت ثابت*V*هم راستا با محور*z*جریان دارد. یک موج فشاری صفحهای با $بر محور پوسته استوانهای °90 <math>\geq \alpha \geq ^{\circ}0$  و زاویه سمتی  $\beta$  (زوایه امتداد تصویر موج صوتی در صفحه *z* – *y* با محور پوسته استوانه ای  $\beta \geq ^{\circ}0$ بر محور پوسته استوانهای °90  $\geq \alpha \geq ^{\circ}0$  و زاویه سمتی  $\beta$  (زوایه امتداد تصویر موج صوتی در صفحه *z* – *y* با محور پوسته استوانه که از سیال بخشی از امواج منعکس شده و بخشی به محفظه داخلی استوانه که از سیال ساکن و بدون انعکاس در نظر گرفته شده، انتقال می یابد. لازم به ذکر است سیال در محفظه داخلی، شکافهای هوا و بیرون استوانه، از هوای محیط با دمای 20 درجه سانتی گراد می باشد.

## 2-1- مدلسازی انتشار موج در ماده متخلخل

کاملترین تئوری ارائه شده جهت مدلسازی انتشار موج در مواد متخلخل توسط بايو [28] معرفي شد. براساس اين تئوري ماده متخلخل از دو فاز تشکیل می شود: فاز جامد و فاز سیال. همچنین این مدل فرض می کند سه موج در دو فاز جامد و سیال انتشار مییابند: دو موج طولی در هر دو فاز (که موج هوابرد در فاز سیال و موج فریم در فاز جامد نامیده می شوند) و یک موج عرضی در فاز جامد. بنابراین این تئوری برای ماده متخلخل که حرکت فاز جامد آن غیرقابل صرفنظر کردن می باشد، کاربردی است. بولتون و همكاران [29] با استفاده از تئورى بايو 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 می شود و از انتشار موج عرضی صرفنظر می گردد. اما این مدل نتایج بسیار منطقی به طور خاص برای پوسته های استوانه ای 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 گفته 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 شكل 1 مسئله انتقال صوت در پوسته استوانهاى سه جداره با لايههاى متخلخل در UU-cup configuration بيكربندى -UU

با توجه به تئوری بایو، معادلههای حاکم بر حرکت ماده متخلخل همگن و همسانگرد به صورت روابط (1) و (2) بیان میشوند: == NV<sup>2</sup>u + V[(A + N)e + Qe]

$$\frac{\partial^2}{\partial t_2^2}(\rho_{11}\mathbf{u} + \rho_{12}\mathbf{U}) + b\frac{\partial}{\partial t}(\mathbf{u} - \mathbf{U}) \tag{1}$$

$$\nabla[R\varepsilon + Q\varepsilon] = \frac{\partial^2}{\partial t^2} (\rho_{12}\mathbf{u} + \rho_{22}\mathbf{U}) - b\frac{\partial}{\partial t}(\mathbf{u} - \mathbf{U})$$
<sup>(2)</sup>

که  $U = (U_r, U_\theta, U_z) = U = (U_r, U_\theta, U_z)$  به ترتیب جابجاییهای فاز جامد و سیال و  $\nabla^2$  عملگر لاپلاسین در سیستم مختصات استوانهای است. همچنین P = P = 0 و  $\nabla \cdot U = 3$  به ترتیب کرنش حجمی فاز جامد و کرنش حجمی فاز سیال هستند که  $\nabla$  عملگر گرادیان را در سیستم مختصات استوانهای بیان میکند. *A*، *N*، *Q*، *N* و همگی ثوابت ماده متخلخل میباشند که خواص فازهای جامد و سیال و اینرسی را لحاظ میکنند. (*i*, *j* = 1,2) میبانگر 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 [32-30].

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

در مطالعات قبلي كه توسط محققين انجام گرفته است [30,20,19]، دو مدل اصلی بهمنظور کوپلینگ لایه متخلخل و جدارههای پوسته در نظر گرفته مى شود: 1- متصل<sup>7</sup>: هسته متخلخل به طور مستقيم به سطح ديواره پوسته متصل می شود، 2- غیرمتصل<sup>۴</sup>: هسته متخلخل به واسطه یک شکاف هوا از دیواره پوسته جدا می شود. براساس کوپلینگهای ذکر شده محققین می توانستند 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 می شود، 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 می شود، 3- غیر متصل-غیر متصل (UU): در این ساختار هسته متخلخل از هر طرف بوسیله یک شکاف هوا از دیوارههای پوسته استوانهای جدا می شود. ولی در مورد پوسته استوانه ای 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). همان طور که در این پژوهش نشان داده خواهد شد، خواص عايق بندى صوتى پوسته ساندويچى سه جداره تا اندازه قابل توجهى 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  $\beta$  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:  $(\rho_1, c_1)$ ،  $(\rho_2, c_2)$ ،  $(\rho_3, c_3)$ ،  $(\rho_5, c_5)$ ،  $(\rho_7, c_7)$ ،  $(\rho_6, c_6)$ 

441

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

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Bonded

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Unbonded

در رابطه (6)  $v^0 u^0 e^0 v$  به ترتیب مولفههای تغییر مکان سطح میانی جدارهها در راستاهای طولی، محیطی و عرضی میباشند. (<sup>`</sup>) مشتق دوم نسبت به زمان است. همچنین مولفههای عملگر دیفرانسیلی *L* براساس تئوری لاو به صورت رابطه (7) نوشته می شوند:

$$\begin{split} L_{11} &= K_l \frac{\partial^2}{\partial z^2} + \frac{K_l (1 - \mu_l)}{2R_l^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \\ L_{12} &= \frac{K_l (1 + \mu_l)}{2R_l} \frac{\partial^2}{\partial \theta \partial z} \qquad L_{13} = \frac{K_l \mu_l}{R_l} \frac{\partial}{\partial z} \\ L_{22} &= \frac{(K_l R_l^2 + D_l)(1 - \mu_l)}{2R_l^2} \frac{\partial^2}{\partial z^2} + \frac{K_l R_l^2 + D_l}{R_l^4} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \\ L_{23} &= \frac{K_l}{R_l^2} \frac{\partial}{\partial \theta} - \frac{D_l}{R_l^4} \frac{\partial^3}{\partial \theta^3} - \frac{D_l}{R_l^2} \frac{\partial^3}{\partial \theta \partial z^2} \\ L_{33} &= -D_l \frac{\partial^4}{\partial z^4} - \frac{2D_l}{R_l^2} \frac{\partial^4}{\partial \theta^2 \partial z^2} - \frac{D_l}{R_l^4} \frac{\partial^4}{\partial \theta^4} - \frac{K_l}{R_l^2} \\ L_{21} &= L_{12} \qquad L_{31} = -L_{13} \qquad L_{32} = -L_{23} \qquad (7) \\ \lambda \in \mathcal{K} = \mathcal{K}$$

(8) بيان مىشوند:

(6)

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

همچنین ΔP<sub>l</sub> اختلاف فشار صوتی در دو طرف هر جداره پوسته استوانهای با پیکربندی UU-UU بوده که از رابطه (9) محاسبه میگردد:

$$\Delta P_1 = (P_1^{\rm I} + P_1^{\rm R}) - (P_2^{\rm T} + P_2^{\rm R})$$
(4.10)

$$\Delta P_2 = (P_4^{\rm T} + P_4^{\rm R}) - (P_5^{\rm T} + P_5^{\rm R}) \tag{(-9)}$$

$$\Delta P_3 = \left(P_7^{\mathrm{T}} + P_7^{\mathrm{R}}\right) - P_8^{\mathrm{T}} \tag{9}$$

## 2-2-3- شرايط مرزى حاكم

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

$$\frac{\partial (P_1^{\mathrm{I}} + P_1^{\mathrm{R}})}{\partial r} = -\rho_1 \left(\frac{\partial}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \nabla\right)^2 w_1 \qquad r = R_1 \tag{10}$$

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

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

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

$$\frac{\partial C(r+r+r)}{\partial r} = -\rho_7 \frac{\partial R_3}{\partial t^2} \qquad r = R_3$$

$$\frac{\partial P_8^T}{\partial r} = -\rho_8 \frac{\partial^2 W_3}{\partial t^2} \qquad r = R_3$$
(14)
(14)

$$(R_{\rm p}$$
 در سطح مشترک بین لایههای متخلخل و شکافهای هوا (یعنی

$$\begin{array}{ll} P_2^{\rm T} + P_2^{\rm R} = P_3^{\rm T} + P_3^{\rm R} & r = R_{\rm p1} & (\mbox{$\stackrel{-}{$\tiny{$1$}$}$-16)} \\ v_2^{\rm T} + v_2^{\rm R} = v_3^{\rm T} + v_3^{\rm R} & r = R_{\rm p1} & (\mbox{$\stackrel{$-$}{$\tiny{$-$}$}$-16)} \\ P_3^{\rm T} + P_3^{\rm R} = P_4^{\rm T} + P_4^{\rm R} & r = R_{\rm p2} & (\mbox{$\stackrel{$-$}{$\tiny{$-$}$}$-17)} \\ v_3^{\rm T} + v_3^{\rm R} = v_4^{\rm T} + v_4^{\rm R} & r = R_{\rm p2} & (\mbox{$\stackrel{$-$}{$\tiny{$-$}$}$-17)} \\ \end{array}$$



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





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

مىباشد.

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

$$c_{1}^{2}\nabla^{2}(P_{1}^{I}+P_{1}^{R}) - \left(\frac{\partial}{\partial t}+\nabla\cdot V\right)^{2}(P_{1}^{I}+P_{1}^{R}) = 0$$

$$(3)$$

$$V = V\vec{k}$$

$$V = V\vec{k}$$

$$V = V\vec{k}$$

$$V = V\vec{k}$$

موج فشاری برخوردی و موج فشاری انعکاسی میباشند. به دلیل این که 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:  $c_l^2 \nabla^2 (P_l^{\rm T} + P_l^{\rm R}) - \frac{\partial^2}{\partial t^2} (P_l^{\rm T} + P_l^{\rm R}) = 0 \qquad l = 3,6$  (4) که در رابطه (4)  $P_l^{\rm T} = 0$  او  $R_l^{\rm R}$  به ترتیب امواج فشاری انتقالی و انعکاسی در لایه-های متخلخل میباشند. به طور مشابه در شکافهای هوا، امواج فشاری انتقالی ( $P_l^{\rm R} = 2,4,5,7$ ) و امواج فشاری انعکاسی ( $P_l^{\rm R} = 2,4,5,7$ )

باید معادله (4) را ارضاء کنند. همچنین در محفظه داخلی، فقط موج انتقالی  $P_8^{(1)}$  وجود دارد، بنابراین معادله میدان فشار صوتی به فرم رابطه (5) کاهش میابد:

$$c_8^2 \nabla^2 P_8^{\mathrm{T}} - \frac{\partial^2 P_8^{\mathrm{I}}}{\partial t^2} = 0 \tag{5}$$

## 2-2-2 معادلههای حاکم بر حرکت پوسته استوانهای سه جداره

با استفاده از تئوری پوسته لاو 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  $k_{22}$  معادل  $k_{22}$  این شده است. چرا که موج هوابرد 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:

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

امواج فشاری هارمونیکی انعکاسی و انتقالی در دستگاه مختصات استوانهای به صورت رابطه (26) بیان میگردند:  $(P_1^{\rm R}, P_2^{\rm T}, P_3^{\rm R}, P_3^{\rm T}, P_4^{\rm R}, P_5^{\rm T}, P_5^{\rm R}, P_6^{\rm T}, P_6^{\rm R}, P_7^{\rm T}, P_8^{\rm T}) =$ 

$$\sum_{n=0}^{\infty} [p_{1n}^{R} H_{n}^{2}(k_{1r}r), p_{2n}^{T} H_{n}^{1}(k_{2r}r), p_{2n}^{R} H_{n}^{2}(k_{2r}r), p_{3n}^{R} H_{n}^{1}(k_{3r}r), p_{3n}^{R} H_{n}^{2}(k_{3r}r), p_{4n}^{T} H_{n}^{1}(k_{4r}r), p_{3n}^{R} H_{n}^{2}(k_{3r}r), p_{5n}^{T} H_{n}^{1}(k_{5r}r), p_{5n}^{R} H_{n}^{2}(k_{5r}r), p_{5n}^{T} H_{n}^{1}(k_{5r}r), p_{5n}^{T} H_{n}^{1}(k_{5r}r), p_{5n}^{T} H_{n}^{1}(k_{5r}r), p_{7n}^{T} H_{n}^{1}(k_{7r}r), p_{3n}^{R} H_{n}^{2}(k_{6r}r), p_{7n}^{T} H_{n}^{1}(k_{7r}r), p_{5n}^{R} H_{n}^{2}(k_{7r}r), p_{5n}^{T} H_{n}^{1}(k_{8r}r)] \times \cos[n(\theta + \gamma)]$$

$$\times \exp[i(\omega t - k_{1z}z)]$$
(26)

 $p_{7n}^{T}$   $p_{6n}^{R}$   $p_{5n}^{T}$   $p_{5n}^{R}$   $p_{5n}^{T}$   $p_{4n}^{R}$   $p_{4n}^{T}$   $p_{3n}^{R}$   $p_{3n}^{T}$   $p_{2n}^{R}$   $p_{2n}^{T}$   $p_{1n}^{R}$   $p_{1n}^{R}$   $p_{2n}^{T}$   $p_{2n}^{R}$   $p_{1n}^{R}$   $p_{2n}^{R}$   $p_{2n}^{R}$   $p_{1n}^{R}$   $p_{2n}^{R}$   $p_{$ 

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

$$\begin{aligned} v_l^{\mathrm{T}}(r,\theta,z,t) &= \frac{k_{lr}i}{\rho_l c_l k_l} \sum_{n=0}^{\infty} p_{ln}^{\mathrm{T}} H_n^{1'}(k_{lr}r) \cos[n(\theta+\gamma)] \\ &\times \exp[i(\omega t - k_{1z}z)] \end{aligned}$$

$$v_l^{\mathsf{R}}(r,\theta,z,t) = \frac{k_{lr}i}{\rho_l c_l k_l} \sum_{n=0}^{\infty} p_{ln}^{\mathsf{R}} H_n^{2'}(k_{lr}r) \cos[n(\theta+\gamma)] \\ \times \exp[i(\omega t - k_{1z}z)] \qquad (-27)$$

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]:

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

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

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

(28- پ)

که  $v_{ln}^0$  و  $v_{ln}^0$  دامنههای مختلط و مجهول جابجایی سطح میانی جداره  $v_{ln}^0$  ،  $u_{ln}^0$  ، l م 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 12 و 26) و مولفههای جابجایی (معادله 28) در نه معادله حاکم بر حرکت پوسته استوانهایی (معادله 6) و چهارده معادله شرایط مرزی (10 تا 19)،

$P_5^{\rm T} + P_5^{\rm R} = P_6^{\rm T} + P_6^{\rm R}$	$r = R_{p3}$	(18– الف)
$v_5^{\mathrm{T}} + v_5^{\mathrm{R}} = v_6^{\mathrm{T}} + v_6^{\mathrm{R}}$	$r = R_{p3}$	(ب -18)
$P_6^{\rm T} + P_6^{\rm R} = P_7^{\rm T} + P_7^{\rm R}$	$r = R_{p4}$	(19– الف)
$v_6^{\mathrm{T}} + v_6^{\mathrm{R}} = v_7^{\mathrm{T}} + v_7^{\mathrm{R}}$	$r = R_{p4}$	(19 ب)
$v_l^{\rm R}$ ( $l = 2$ to 7) و انعکاسی	$v_l^{ m T}$ ، امواج انتقالی	سرعتهای نرمال ذرات

با استفادہ از معادلہ مومنتوم در راستای نرمال محاسبہ می گردند:  $\frac{\partial P}{\partial r} = -\rho \frac{\partial v}{\partial t}$ (20)

لازم به ذکر است در معادله (20) چگالی معادل برای لایههای متخلخل (یعنی  $\rho_0 = \rho_0$  و  $\rho_2$  در نظر گرفته میشود، زیرا برای ساختار -UU UU از پوسته استوانهای ساندویچی موج هوابرد بیشترین انرژی را داشته و به عنوان موج غالب در ماده متخلخل در نظر گرفته میشود. نحوه محاسبه  $\rho_{22}^{*}$ در منابع [30,29,19] قابل دسترسی است.

## 2-3- حل مسئله ار تعاشات – صوت

## 2–3–1– 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 می کنند، معادله موج فشاری برخوردی با دو زاویه مستقل با استفاده از روش برهم نهی مودها به صورت رابطه (21) بیان می گردد [27,8]

$$P_{1}^{I}(r,\theta,z,t) = \sum_{n=0}^{\infty} p_{0}\varepsilon_{n} (-i)^{n} J_{n}(k_{1r}r) \cos[n(\theta+\gamma)]$$
$$\times \exp[i(\omega t - k_{1z}z)]$$
(21)

که  $p_0$  دامنه موج صوتی برخوردی، n عدد مود محیطی،  $r_n$  پارامتر نیومان که برای 0 = n برابر یک و برای سایر اعداد مود محیطی برابر دو می باشد، که برای 0 = 1 برابر یک و برای سایر اعداد مود محیطی برابر دو می باشد.  $\omega$  فرکانس زاویهای،  $1 - \overline{l} = i$  و  $J_n$  تابع بسل نوع اول از مرتبه n می باشد. زاویه  $\gamma$  که برحسب زوایای موج صوتی برخوردی بدست می آید، برابر است با:  $\tan \gamma = \tan \alpha \sin \beta$  (22)

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

$$k_1 = \frac{\omega}{c_1(1 + M \sin \alpha \cos \beta)}$$
  
 $k_{1z} = k_1 \sin \alpha \cos \beta$   $k_{1r} = (k_1^2 - k_{1z}^2)^{1/2}$  (23)  
 $k_{1z} = k_1 \sin \alpha \cos \beta$   $k_{1r} = (k_1^2 - k_{1z}^2)^{1/2}$  (23)  
 $\Delta r$  مح عد 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 نمی کنند [19,14]. یعنی  
محیطی در محیطهای صوتی و دیوارههای پوسته استوانهای یکسان باقی  
میانند. بنابراین مولفههای اعداد موج در لایههای متخلخل، شکافهای هوا و  
محفظه داخلی برابر هستند با:

$k_{2z} = k_{1z}$	$k_{2r} = (k_2^2 - k_{2z}^2)^{1/2}$	(24– الف)
$k_{3z} = k_{1z}$	$k_{3r} = (k_3^2 - k_{3z}^2)^{1/2}$	(24 ب)
$k_{4z} = k_{1z}$	$k_{4r} = (k_4^2 - k_{4z}^2)^{1/2}$	(24- پ)
$k_{5z} = k_{1z}$	$k_{5r} = (k_5^2 - k_{5z}^2)^{1/2}$	(24- ت)
$k_{6z} = k_{1z}$	$k_{6r} = (k_6^2 - k_{6z}^2)^{1/2}$	(24- ث)
$k_{7z} = k_{1z}$	$k_{7r} = (k_7^2 - k_{7z}^2)^{1/2}$	(24-ج)
$k_{8z} = k_{1z}$	$k_{8r} = (k_8^2 - k_{8z}^2)^{1/2}$	(24-چ)

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

بیست و سه معادله کوپل شده با بیست و سه مجهول (شامل دامنههای مختلط امواج فشاری و مولفههای جابجایی پوسته استوانهای سه جداره) بدست می آیند که به فرم معادله ماتریس انتقال (29) برای اعداد مود محیطی .... n = 0,1,2, ...

$$\begin{array}{cccc} a_{1,1} & \cdots & a_{1,23} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{23,1} & \cdots & a_{23,23} \end{array} \right] \times \left\{ \begin{array}{c} q_{1,1} \\ \vdots \\ q_{23,1} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} b_{1,1} \\ \vdots \\ b_{23,1} \end{array} \right\}$$
(29)

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

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

لازم به ذکر است عناصر معادله ماتریسی (29) در پیوست بیان شدهاند. از حل معادله (29)، مجهولهای بردار  $\vec{p}$  به صورت هم زمان محاسبه می شوند. برای اختصار در این مقاله، چگونگی فرمول بندی 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 می شود. فرمول بندی این مسائل با اصلاح و کاهش مسئله ارتعاشات-صوت حاکم بر پیکر بندی UU-UU به دست می آید.

### 2-4- افت انتقال صوت

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

$$W^{I}(\alpha,\beta) = \frac{R_{1}p_{0}^{2}}{\rho_{1}c_{1}} (1 - (\sin\alpha\cos\beta)^{2})^{1/2} (1 + M\sin\alpha\cos\beta)$$
(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]:

$$W^{\mathrm{T}}(\alpha,\beta) = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \int_{0}^{2\pi} P_{8}^{\mathrm{T}} \frac{\partial (w_{3}^{0})^{*}}{\partial t} R_{3} \mathrm{d}\theta \right\}$$
(32)

که { . }Re 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:

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

لازم به ذکر است که  $W^{\mathrm{T}}$  به طور ضمنی به زوایای موج صوتی برخوردی (lpha, eta) 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 می شود. بنابراین افت انتقال صوت از رابط (34) بدست می آید:

$$TL = 10\log\tau^{-1} \tag{34}$$

 $au_{
m d}$  در یک میدان صوتی پخشنده، ضریب میانگین توان صوتی انتقالی  $au_{
m d}$ میتواند با انتگرالگیری از توان موج صوتی برخوردی و انتقالی که تمام جهتهای برخورد را شامل میشود، بهصورت رابطه (35) بیان گردد [36,27]:

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

در رابطه (35)،  $\alpha_{lin}$  زاویه حد موج صوتی برخوردی تعریف می شود، به طوریکه امواج صوتی با زاویه ای بیشتر از  $\alpha_{lin}$  به دلیل انعکاس داخلی در هنگام عبور از ساختار پوسته استوانه ای، به محفظه داخلی استوانه انتقال نمی یابند. بنابراین انتگرال گیری نباید شامل این زوایا باشد.  $\alpha_{lin}$  می تواند از محاسبه زوایای امواج پیشرونده در لایه های متخلخل، شکاف های هوا و محفظه داخلی محاسبه گردد. این زوایا به دلیل پیوستگی مولفه های عدد موج در راستاهای طولی و محیطی در سراسر مرزهای سیستم (که در بخش 2-3-1 شرح داده شد) به یکدیگر مرتبط می باشند و از روابط (36) و (37) قابل محاسبه هستند [36]:

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

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

زاویه برخورد در خارج از پوسته استوانهای با زاویه اولیه  $0 = \alpha$  برای یک مقدار معلوم از فرکانس زاویهای  $\omega$  و زاویه سمتی  $\beta$  شروع می شود به طوریکه اگر  $0 \leq \alpha$  برای یکی از 0 = 2 لو یا  $0 = \alpha$ . آنگاه  $\alpha$  به عنوان زاویه حد در نظر گرفته می شود. "شکل 4" یک الگوریتم تکرار پذیر جهت تعیین  $\alpha_{\rm lim}$  بر پایه مطالب فوق را نشان می دهد.

از محاسبه رابطه (35) با استفاده از روش عددی سیمپسون<sup>۱</sup> 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 می شود:

 $TL = 10\log\tau_{\rm d}^{-1} \tag{38}$ 

## 3- نتايج 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 متلب<sup>۲</sup> 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





<sup>1</sup> Simpson <sup>2</sup> Matlab

پوسته آلومینیومی، لایه متخلخل از جنس پلیاورتان<sup>۱</sup> و هوای محیط را نشان میدهد.

به دلیل تشابه، پیکربندیهای BB-BU، BB-BB و UB-BU از مدل سه جداره به ترتیب با پیکربندیهای BU، BB و UU از مدل دو جداره مقایسه می گردد. 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  $R_1 = 1.84 \text{ m}$  مطابق زیر متفاوت از پوسته دو جداره بدست می آیند: R $h_1 = 1.84 \text{ m}$ مطابق زیر متفاوت از پوسته دو جداره بدست می آیند:  $h_2 = 1.84 \text{ m}$  $h_2 = h_1 = h_3 = 1.5 \text{ mm}$   $R_3 = 1.80 \text{ m}$   $R_2 = 1.82 \text{ m}$  $h_{a1} = h_{a2} = 0$  BB-BU و BB-BU و BB-B و  $h_{a1} = h_{a2}$  و Mitelial multice set on a solution of the set of th

ملاحظه می گردد که معادلههای مربوط به امواج فشاری برخوردی، انعکاسی و انتقالی (روابط 21 و 26) و جابجاییهای پوسته استوانهای (رابطه 28) به فرم سریهای بی نهایت بیان شدهاند، بنابراین در طول تحلیل، باید از تعداد مودهای کافی استفاده شود. اگر تعداد مودها ناکافی باشند. نتایج بدست آمده برای افت انتقال صوت زیاد برآورد می شود [15]. در این قسمت، همگرایی نتایج با یک الگوریتم تکرار پذیر بررسی شده و تعداد مود محیطی فرگزایی نتایج با یک الگوریتم تکرار پذیر بررسی شده و تعداد مود محیطی فرگزایی نتایج با یک الگوریتم تکرار پذیر بررسی شده و تعداد مود محیطی فرگزایی نتایج با یک الگوریتم تمار پذیر بررسی شده و تعداد مود محیطی فرگزایی نتایج با یک الگوریتم تکرار پذیر بررسی شده و تعداد مود محیطی معهولاتی را یافته و مقدار افت انتقال صوت را محاسبه می کند. اگر اختلاف افت انتقال کمتر از مقدار خطای تعیین شده نباشد، مسیر برای مود بعدی تکرار می شود. این روند ادامه می یابد 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

1	Property	parameters	used	for	the	triple-walled	sandwich
ica	l shell						

cylindrical shell				
مقدار	توضيحات	علائم		
	خواص پوسته استوانهای سه جداره			
2700 kg m <sup>-3</sup>	چگالی	$ ho_{ m s}$		
$7  imes 10^{10}  Pa$	مدول يانگ	Es		
0.33	ضريب پواسون	$\mu_s$		
		خواص مواد متخلخل		
30 kg m <sup>-3</sup>	چگالی حجمی فاز جامد	$ ho_{ m p}$		
$8 \times 10^5  \text{Pa}$	مدول يانگ	$E_{\mathrm{p}}$		
0.4	ضريب پواسون	υ		
25,000 MKS Rayls m <sup>-1</sup>	مقاومت جريانى	σ		
0.265	ضريب اتلاف	η		
0.9	تخلخل	h		
7.8	ضريب هندسي سازه	έ		
		خواص هوای محیط		
1.225 kg m <sup>-3</sup>	چگالی	$ ho_{\mathrm{a}}$		
340.3 m s <sup>-1</sup>	سرعت صوت	<i>C</i> <sub>0</sub>		
0.71	عدد پرانتل	Pr		
1.4	نسبت گرمای ویژه	λ		

<sup>1</sup> Polyurethane

Table

<sup>2</sup> Prandtl number

"شكل 6" تغییرات افت انتقال صوت برحسب n در فركانسهای 1000 و 10,000 Hz ،Hz را تشان میدهد. ملاحظه میگردد با افزایش n اندازه افت انتقال كاهش یافته تا به یک مقدار ثابت میرسد. همچنین با افزایش فركانس تعداد مودهای همگرایی افزایش مییابد.

## 3–2– اعتبار سنجى نتايج

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 می گردد. 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 می یابد و سپس نتایج با نتایج مطالعات لیو و هی [33] مقایسه می گردد. آنها برخی خطاهایی که ژو و ممکاران [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 پوسته 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] پیش بینی شده است، مقایسه می گردد. در این مورد پیکربندیهای BB ، BB و UU از پوسته دو جداره در معرض برخورد موج



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

UU- شکل 6 نمودار همگرایی برای پوسته استوانهای ساندویچی سه جداره با ساختار UU- M = 0،  $\beta = 0^{\circ}$ ،  $\alpha = 45^{\circ}$  UU در فرکانس های مختلف، UU- در فرکانس های مختلف، M = 0،  $\beta = 0^{\circ}$ ،  $\alpha = 45^{\circ}$ 

<b>Table 2</b> Geometrical parameters used for the different computations of the triple-waned 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 <sub>2</sub> =1.82 m	<i>R</i> <sub>2</sub> =1.82 m			
<i>R</i> <sub>3</sub> =1.80 m	<i>R</i> <sub>3</sub> =1.80 m	$R_3 = 1.80 \text{ m}$	$R_3 = 1.80 \text{ m}$	R <sub>3</sub> =1.80 m			
$h_1 = 1.5 \text{ mm}$	$h_1 = 1.5 \text{ mm}$	$h_1 = 1.5 \text{ mm}$	$h_1 = 1.5 \text{ mm}$	$h_1 = 1.5 \text{ mm}$			
$h_2=1 \text{ mm}$	$h_2=1 \text{ mm}$	$h_2=1 \text{ mm}$	$h_2=1 \text{ mm}$	$h_2=1 \text{ mm}$			
$h_3 = 1.5 \text{ mm}$	$h_3 = 1.5 \text{ mm}$	$h_3 = 1.5 \text{ mm}$	$h_3 = 1.5 \text{ mm}$	$h_3 = 1.5 \text{ mm}$			
$h_{\rm a1}$ =3.75 mm	$h_{\rm pl} = 16.25 \text{ mm}$	$h_{\rm pl}=20~{\rm mm}$	$h_{\rm p1}$ =11.5 mm	$h_{\rm pl}=20~{\rm mm}$			
$h_{\rm p1} = 16.25 \text{ mm}$	$h_{\rm al}$ =3.75 mm	$h_{\rm p2}=11.5 \text{ mm}$	$h_{a1}$ =8.5 mm	$h_{p2}=20 \text{ mm}$			
$h_{\rm p2}$ =16.25 mm	$h_{a2}=3.75 \text{ mm}$	$h_{\rm a1} = 8.5 \text{ mm}$	$h_{\rm p2}=20~{\rm mm}$				
h <sub>a2</sub> =3.75 mm	$h_{\rm p2}$ =16.25 mm						
UU-UU	BU-UU	UU-BB	BB-UU	BU-BU	پيكربندىھا		
$R_1 = 1.84 \text{ m}$	<i>R</i> <sub>1</sub> =1.84 m	$R_1 = 1.84 \text{ m}$	$R_1 = 1.84 \text{ m}$	$R_1 = 1.84 \text{ m}$	ابعاد هندسی		
$R_2 = 1.82 \text{ m}$	$R_2 = 1.82 \text{ m}$	$R_2 = 1.82 \text{ m}$	$R_2 = 1.82 \text{ m}$	<i>R</i> <sub>2</sub> =1.82 m			
<i>R</i> <sub>3</sub> =1.80 m	$R_3 = 1.80 \text{ m}$	<i>R</i> <sub>3</sub> =1.80 m	<i>R</i> <sub>3</sub> =1.80 m	<i>R</i> <sub>3</sub> =1.80 m			
$h_1 = 1.5 \text{ mm}$	$h_1 = 1.5 \text{ mm}$	$h_1 = 1.5 \text{ mm}$	$h_1 = 1.5 \text{ mm}$	$h_1 = 1.5 \text{ mm}$			
$h_2=1 \text{ mm}$	$h_2=1 \text{ mm}$	$h_2=1 \text{ mm}$	$h_2=1 \text{ mm}$	$h_2=1 \text{ mm}$			
$h_3 = 1.5 \text{ mm}$	$h_3 = 1.5 \text{ mm}$	$h_3 = 1.5 \text{ mm}$	$h_3 = 1.5 \text{ mm}$	$h_3 = 1.5 \text{ mm}$			
$h_{\rm al}$ =1.875 mm	$h_{\rm pl} = 16.25 \text{ mm}$	$h_{\rm al}$ =1.875 mm	$h_{\rm pl}=20~{\rm mm}$	$h_{\rm pl}$ =16.25 mm			
$h_{\rm p1} = 16.25 \text{ mm}$	$h_{\rm al}$ =3.75 mm	$h_{\rm pl} = 16.25 \text{ mm}$	$h_{\rm al} = 1.875 \ {\rm mm}$	$h_{a1}$ =3.75 mm			
$h_{\rm a2}$ =1.875 mm	$h_{\rm a2}$ =1.875 mm	$h_{\rm a2}$ =1.875 mm	$h_{\rm p2}$ =16.25 mm	$h_{p2}=16.25$ mm			
h <sub>a3</sub> =1.875 mm	$h_{\rm p2}$ =16.25 mm	$h_{p2}=20 \text{ mm}$	$h_{a2}$ =1.875 mm	$h_{a2}=3.75 \text{ mm}$			
$h_{\rm p2}$ =16.25 mm	h <sub>a3</sub> =1.875 mm						
$h_{24}=1.875 \text{ mm}$							

**جدول** 2 پارامترهای هندسی پیکربندیهای مختلف پوسته استوانهای ساندویچی سه جداره



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،  $^{lpha} = 45^{\circ}$  ،lpha = 6

ساختارهای BB-BU ،BB-BB 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.

"شكل 9" نشان مىدهد كه پوسته استوانهاى سه جداره با لايههاى متخلخل افت انتقال صوت بيشترى را تقريباً براى تمام بازه فركانسى نسبت به مدل دو جداره پيش بينى مىكند كه اين عملكرد بهتر در عايق بندى صوت براى فركانسهاى ميانى (ناحيه جرم-كنترل) و فركانسهاى بالا قابل توجه است. زيرا پوسته ميانى باعث مىشود امواج بيشترى منعكس گردد و در نتيجه مقدار بيشترى از امواج صوتى در لايههاى متخلخل جذب شود. همچنين ملاحظه مىگردد هر دو مدل افت انتقال صوت تقريباً يكسانى را در فركانسهاى پايين (ناحيه سختى-كنترل) پيش بينى مىكنند. چرا كه در اين ناحيه با وجود افزايش تعداد جدارهها، ضخامت آنها نسبت به مدل دو جداره كاهش داشته (به منظور ثابت ماندن جرم كل بر واحد سطح بين دو مدل) و در نتيجه سختى سازه تقريباً يكسان باقى مانده است. سپس مطابق آنچه که "شکل 8" نشان می دهد، 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 می گردد. از مقایسه نتایج در "شکلهای 7 و 8" ملاحظه می گردد نتایج پیش بینی شده توسط این پژوهش با نتایج لیو و هی [33] کاملاً منطبق هستند.

## 5-3- مقایسه بین نتایج پوستههای استوانهای دو جداره و سه جداره هدف اصلی از انجام این پژوهش مقایسه عملکرد پوسته استوانهای سه جداره در عایق بندی 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 BU ،BB 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[33] شكل 7 مقايسه نتايج افت انتقال صوت بين پژوهش حاضر و مطالعات ليو و هي

lpha=،UU و BU ،BB برای پوسته استوانه ای ساندویچی دو جداره با ساختارهای M=0 ، $eta=0^\circ$  ،45° M=0 ، $eta=0^\circ$  .45°

ساختار BB-BB افت انتقال صوت بیشتری را در تمام نواحی فرکانس های میانی و فرکانس های بالا نسبت به ساختار BB نشان می دهد که این اختلاف به ترتیب تا مقدار حدود DB 16 در فرکانس HZ فرما00 و BB 25 در فرکانس UB-BU می رسد. ولی در مقابل، ساختارهای BB-BU و UB-BU در سراسر این نواحی ذکر شده عملکرد بهتری را در عایق بندی صدا نسبت به مدل دو جداره نشان نمی دهند. برای مثال، پیکربندی BU افت انتقال صوت مدل دو جداره نشان نمی دهند. برای مثال، پیکربندی HZ افت انتقال صوت بیشتری را در بازههای فرکانسی حدود Hz 450 تا H2 افت انتقال صوت 3400 Hz و Hz 7500 Hz تا 3400 Hz تا 2000 Fz در پیش بینی می کند که این اختلاف به ترتیب تا مقدار حدود BB 8. در BB-BU ماد خطه می گردد که برای بیشتر بازه فرکانسی، ساختارهای BB-BU و -BU BU نتایج بهتری را نسبت به مدل دو جداره با ساختار مشابه پیش بینی می کند.

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(b) BU and BB-BU, (c) UU and UB-BU, M = 0(c) UU and UB-BU, M = 0(c)  $m \Delta U$  and  $m \Delta U$  and  $m \Delta U$  and  $m \Delta U$  and  $m \Delta U$  and M = 0(c)  $m \Delta U$  and  $m \Delta U$ 

به منظور بررسی اثر ساختارهای مختلف پوسته استوانهای ساندویچی سه جداره بر توان صوتى منتقل شده به داخل پوسته، "شكل 10" نتايج ميانگين 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 ترتيب در "شكلهاى (a) و (b)" نشان داده مى شوند. از مقايسه ساختار بدون لايه متخلخل با ساير ساختارها مشاهده مى شود كه مواد متخلخل از طريق جذب امواج صوتي، انتقال صوت به داخل سيستم را كاهش میدهند. همچنین ملاحظه می شود که عملکرد بهتر پوسته استوانهای در كاهش انتقال صوت به محفظه داخلي، اساساً به روش كوپلينگ جدارهها و لایههای متخلخل بستگی دارد، یا بهعبارت دیگر بهطور 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 آمیدانس صوتی<sup>۱</sup> کمتر باعث افزایش دامنه کل افت انتقال صوت میشوند. در "شکل 10" ملاحظه می گردد پوسته ساندویچی با لایههای متخلخل خواص بهتری را نسبت به پوسته بدون لایه متخلخل در ناحیه سختی-کنترل نشان نمی دهد، 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 سختى-كنترل ناچيز 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, 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 (d) فرکانسهای 10,000 Hz تا 10,000 Hz M

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Acoustic impedance

میانی و فرکانسهای نسبتاً بالا است. در این نواحی ساختار BB-BB کمترین افت انتقال صوت (با حداکثر مقدار Bb 63 در فرکانس Hz 4500) و ساختار UU-UU بیشترین مقدار (با حداکثر مقدار Bb 109 در فرکانس 550 kz را نشان میدهند. مقادیر پیشبینی شده توسط سایر ساختارها با لایه متخلخل در بین مقادیر محاسبه شده توسط دو ساختار مذکور قرار می گیرد. 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 هوابرد در آن منتشر میشود، دارد. بنابراین، برای ساختاری که امواج هوابرد به عنوان امواج غالب در ماده متخلخل شناخته میشوند، افت انتقال صوت بیشتری انتظار میرود.

### 3-5- اثر جریان سیال خارج از پوسته استوانهای

"شكل 11" تغييرات حد زاويه موج صوتى برخوردى  $\alpha_{\text{lim}}$  را برحسب زاويه سمتى  $\beta$  در اعداد ماخ مختلف نشان مىدهد. ملاحظه مى گردد در حالتى كه سيال خارج از استوانه ساكن است، انعكاس داخلى امواج صوتى اتفاق نمىافتد و در نتيجه هر زاويه برخوردى قادر به انتقال انرژى صوتى به محفظه داخلى است. ولى جريان سيال خارجى باعث به وجود آمدن انعكاس داخلى در سيستم شده به طوريكه كه مقدار  $\alpha_{\text{lin}}$  به زير زاويه <sup>°0</sup>9 براى زواياى سمتى نزديك به زاويه <sup>°10</sup>1 مىرسد. با افزايش سرعت جريان خارجى  $\alpha_{\text{lin}}$  كاهش مىيابد، لذا انعكاس داخلى افزايش يافته و امواج صوتى كمترى به داخل استوانه ساندويچى سه جداره انتقال مىبايد.

به منظور بررسی اثر جریان سیال خارجی، "شکلهای (a) او (d)" و UU-UU و BB-BB و BB-BB و UU-UU منحنی کل افت انتقال را به ترتیب برای ساختارهای BB-BB و UU-UU یوسته استوانهای سه جداره در اعداد ماخ مختلف BB-15.1.5 = M نشان می دهد. در "شکل (a) (12" مشاهده می شود که جریان سیال خارج از استوانه می دهد. در "شکل (a) (12" مشاهده می شود که جریان سیال خارج از استوانه فرکانس ها شده است، که این تاثیر در ناحیه جرم-کنترل بیشتر دیده می شود که فرکانس ها شده است، که این تاثیر در ناحیه جرم-کنترل بیشتر دیده می شود (با حداکثر اختلاف BB-BB و BB-BB و 5.6 dB (14 حداکثر ایشتر دیده می شود (با حداکثر اختلاف BB-BB و 5.6 dB و 7.5 در فرکانس حدود H200 Hz به ترتیب برای 5.6 dB (15 و 15.5 m و 15.5



Fig. 11 The variation of the limiting incidence angle with the azimuthal angle at different external flow Mach numbers, UU-UU configuration شكل 11 تغييرات حد زاويه برخورد برحسب زاويه سمتى در اعداد ماخ مختلف UU-UU

مىشود.

## 6-3- اثر زاویه سمتی موج صوتی برخوردی

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

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، (a) ساختار BB-BB، (b) ساختار UU-UU



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،  $m = 30^\circ$   $m = 30^\circ$   $a_{2,15} = \frac{\mathrm{i}K_1 k_{1z} n (1 + \mu_1)}{-}$  $2R_1$  $a_{2,16} = \rho_{s1}h_1\omega^2 - \frac{K_1k_{1z}^2(1-\mu_1)}{4}$  $D_1 k_{1z}^2 (1 - \mu_1)$  $2R_{1}^{2}$  $K_1 n^2$  $K_1 n \quad D_1 k_{1z}^2 n \quad D_1 n^3$  $D_1 n^2$  $a_{2,17} = R_{1}^{2}$  $R_1^2$  $R_1^4$  $R_1^2$  $R_1^4$  $a_{3,2} = -H_n^1(k_{2r}R_1)$  $a_{3,1} = H_n^2(k_{1r}R_1),$  $a_{3,15} = \frac{iK_1\mu_1\bar{k}_{1z}}{p}$  $a_{3,3} = -H_n^2(k_{2r}R_1),$  $a_{3,16} = -\frac{D_1 k_{1z}^2 n}{D^2} - \frac{D_1 n^3}{D_1 n^3}$  $K_1 n$  $R_1^2$  $\frac{2D_1k_{1z}^2n^2}{2D_1k_{1z}^2} - \frac{D_1n^4}{2D_1n^4}$  $k_1$  $a_{3,17} = \rho_{\rm s1} h_1 \omega^2 - D_1 k_{1z}^4 R_{1}^{2}$  $R_{1}^{4}$  $R_1^2$  $a_{4,1} = k_{1r} H_n^{2'}(k_{1r} R_1),$  $a_{4,17} = -\rho_1 (\omega - V k_{1z})^2$  $a_{5,2} = k_{2r} H_n^{1'}(k_{2r} R_1),$  $a_{5,3} = k_{2r} H_n^{2\prime}(k_{2r} R_1)$  $a_{5,17} = -\rho_2 \omega^2$ ,  $a_{6,2} = H_n^1(k_{2r}R_{p1})$  $a_{6,3} = H_n^2(k_{2r}R_{p1}),$  $a_{6,4} = -H_n^1(k_{3r}R_{p1})$  $a_{7,2} = \frac{k_{2r} H_n^{1'} \left( k_{2r} R_{\rm p1} \right)}{2}$  $a_{6.5} = -H_n^2(k_{3r}R_{p1}),$  $k_2 \rho_2 c_2$  $a_{7,4} = -\frac{k_{3r} \tilde{H_n^{1'}}(k_{3r} R_{p_1})}{k_{3r} R_{p_1}}$  $a_{7,3} = \frac{k_{2r} H_n^{2'} (k_{2r} R_{\rm p1})}{1}$  $k_2 \rho_2 c_2$  $k_3 \rho_3 c_3$  $a_{7,5} = -\frac{k_{3r} H_n^{2'}(\bar{k}_{3r} R_{\rm p1})}{r}$  $a_{8,4} = H_n^1(k_{3r}R_{p2})$  $k_3 \rho_3 c_3$  $a_{8.5} = H_n^2 (k_{3r} R_{\rm p2}),$  $a_{8.6} = -H_n^1(k_{4r}R_{n2})$  $a_{9,4} = \frac{k_{3r} H_n^{1'} \left( k_{3r} R_{\rm p2} \right)}{2}$  $a_{8,7} = -H_n^2(k_{4r}R_{p2}),$  $k_3 \rho_3 c_3$  $a_{9,5} = \frac{k_{3r} H_n^{2'} (k_{3r} R_{\rm p2})}{4}$  $a_{9,6} = -\frac{k_{4r}H_n^{1'}(k_{4r}R_{p2})}{k_{4r}R_{p2}}$  $k_4 \rho_4 c_4$  $k_3 \rho_3 c_3$  $a_{9,7} = -\frac{k_{4r} H_n^{2'}(k_{4r} R_{p2})}{k_{4r} R_{p2}}$  $k_{4}\rho_{4}c_{4}$  $K_2(1-\mu_2)n^2$  $a_{10,18} = \rho_{\rm s2} h_2 \omega^2 - K_2 k_{1z}^2 2R_{2}^{2}$  $a_{10,19} = -\frac{\mathrm{i}K_2k_{1z}n(1+\mu_2)}{1-\mu_2}$  $iK_2\mu_2k_{1z}$  $a_{10,20} = 2R_2$  $\underline{\mathrm{i}K_2k_{1z}n(1+\mu_2)}$  $a_{11,18} =$  $2R_2$  $a_{11,19} = \rho_{\rm s2} h_2 \omega^2 - \frac{K_2 k_{1z}^2 (1-\mu_2)}{2}$  $D_2 k_{1z}^2 (1 - \mu_2)$  $2R_{2}^{2}$  $K_2 n^2 \quad D_2 n^2$  $D_2 k_{1z}^2 n \quad D_2 n^3$  $K_2n$  $a_{11,20} = R_{2}^{2}$  $R_2^4$  $R_{2}^{2}$  $R_2^4$  $R_{2}^{2}$  $a_{12,6} = H_n^1(k_{4r}R_2),$  $a_{12,7} = H_n^2(k_{4r}R_2)$  $a_{12.9} = -H_n^2(k_{5r}R_2)$  $a_{12.8} = -H_n^1(k_{5r}R_2),$  $D_{2}n^{3}$  $K_2 n \quad D_2 k_{1z}^2 n$  $a_{12,18} = \frac{iK_2\mu_2k_{1z}}{R}$  $a_{12,19} = -\frac{n_2}{R_2^2}$ Ra  $R_{2}^{2}$  $R_2^4$  $2D_2k_{1z}^2n^2$  $D_2 n^4$  $K_2$  $a_{12,20} = \rho_{\rm s2} h_2 \omega^2 - D_2 k_{1z}^4$  $R_{2}^{4}$  $R_2^2$  $R_{2}^{2}$  $a_{13,6} = k_{4r} H_n^{1'}(k_{4r} R_2),$  $a_{13,7} = k_{4r} H_n^{2'}(k_{4r} R_2)$  $a_{13,20} = -\rho_4 \omega^2$ ,  $a_{14,8} = k_{5r} H_n^{1'}(k_{5r} R_2)$  $a_{14,20} = -\rho_5 \omega^2$  $a_{14,9} = k_{5r} H_n^{2'}(k_{5r} R_2),$  $a_{15.8} = H_n^1(k_{5r}R_{p3}),$  $a_{15.9} = H_n^2(k_{5r}R_{p3})$  $a_{15,10} = -H_n^1(k_{6r}R_{\rm p3}),$  $a_{15,11} = -H_n^2(k_{6r}R_{p3})$  $a_{16,8} = \frac{k_{5r} H_n^{1'} (k_{5r} R_{p3})}{k_{5r} R_{p3}}$  $a_{16,9} = \frac{k_{5r} H_n^{2'} \left(k_{5r} R_{\rm p3}\right)}{k_{5r} R_{\rm p3}}$  $k_5 \rho_5 c_5$  $k_5 \rho_5 c_5$  $a_{16,11} = -\frac{k_{6r}H_n^{2'}(k_{6r}R_{p3})}{l}$  $a_{16,10} = -\frac{k_{6r}H_n^{1'}(k_{6r}R_{p3})}{l}$  $a_{17,11} = H_n^2(k_{6r}R_{p4})$  $a_{17,10} = H_n^1(k_{6r}R_{\rm p4}),$ 

دارند [19]: 1) فرکانس حلقه' که در آن محیط پوسته با طول موج طولی آن برابر میشود. این فرکانس همیشه مستقل از زاویه برخورد بوده است. 2) فرکانس بحرانی<sup>۲</sup> منتاظر 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 برخورد" 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  $\beta$  فرکانس بحرانی به فرکانسهای پایین تر کاهش مییابد. همچنین افزایش قابل توجه آن برای زوایای "90 ح $\beta$  میشود. هرچنین 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 فرکانس های 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 لایه های متخلخل و شکاف های 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 می کنند. براساس نتایج ذکر شده و با وجود وزن، حجم و ییچیدگیهای 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- پيوست

عناصر معادله ماتريس انتقال (29) عبارتند از:

$$a_{1,15} = \rho_{s1}h_1\omega^2 - K_1k_{1z}^2 - \frac{K_1(1-\mu_1)n^2}{2R_1^2}$$
$$a_{1,16} = -\frac{iK_1k_{1z}n(1+\mu_1)}{2R_1}, \qquad a_{1,17} = -\frac{iK_1\mu_1k_{1z}}{R_1}$$

<sup>1</sup> Ring frequency (fr)

<sup>2</sup> Critical frequency (f<sub>cr</sub>)

 $^3$  Coincidence frequency (f\_{coin})

449

- [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.
- 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 multipanel 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.

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

#### 6- مراجع

- 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.
   P. H. White, Sound transmission through a finite, closed, cylindrical shell,
- [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
- [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
- [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.

Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-05-10