

برآورد افت انتقال صوت در کانال بیضی کشیده شده با روش تحلیل آماری انرژی

مهدی صالحی*

گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف‌آباد،

دانشگاه آزاد اسلامی، نجف‌آباد، ایران

mehdi.salehi@pmc.iaun.ac.ir

علیرضا احمدی

گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف‌آباد،

دانشگاه آزاد اسلامی، نجف‌آباد، ایران

Alireza_Ahmadi4@outlook.com

تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۷/۱۷

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۶/۱۳

چکیده

در این مقاله تلاش شده تا مقدار افت انتقال صوت در یک کانال با فرم بیضی کشیده شده با به‌کارگیری رویکرد تحلیل آماری انرژی تخمین زده شود. برآورد صحیح مقدار افت انتقال صوت در یک کانال تهویه مطبوع به دلیل تأثیرات مخرب آلودگی‌های صوتی موجود در محیط بر سلامتی انسان، از اهمیت بالایی برخوردار است. شبیه‌سازی به روش تحلیل آماری انرژی یک رویکرد قدرتمند برای تخمین صوت و ارتعاش در مسائلی شامل سیستم‌های پیچیده و چند بخشی، محسوب می‌شود. در این روش در ابتدا یک سیستم به چند زیر سیستم تبدیل شده و سپس با نوشتن یک معادله ماتریسی که شامل نحوه تبادل انرژی میان زیر سیستم‌ها و ضرایب افت انرژی است؛ از منظر برآورد ارتعاش و صوت مورد بررسی قرار می‌گیرد. به‌طور میانگین مدل ارائه‌شده در این پژوهش قادر است افت انتقال صوت را در ابعاد مختلفی از کانال‌های تهویه مطبوع با توجه به نتایج تجربی موجود در محدوده دقت $\pm 2/5$ dB تخمین بزند. با توجه به این که به نظر می‌رسد نتایج به‌دست آمده از مدل‌سازی با این روش تطابق خوبی با داده‌های تجربی دارد، نتایج حاصل از این پژوهش می‌توانند به‌عنوان یک رویکرد کارآمد برای برآورد نوفه در کانال‌های با فرم بیضی کشیده شده در طول‌های مختلف مورد استفاده قرار گیرند.

واژگان کلیدی: تحلیل آماری انرژی، افت انتقال صوت، تخمین نوفه، کانال تهویه مطبوع، آلودگی صوتی

۱. مقدمه

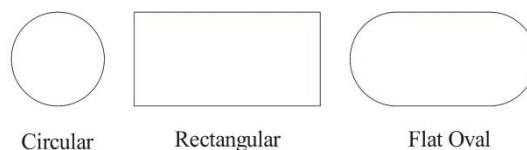
یکی از مهم‌ترین عوامل ایجاد نوفه و ارتعاش در یک ساختمان، تجهیزات تهویه مطبوع^۱ می‌باشند. این نوفه و ارتعاش از طریق کانال‌های هوایی یا زمینی و دیواره‌ها به افراد ساکن در یک ساختمان منتقل

می‌شوند [۱]. از سوی دیگر، قرار گرفتن افراد در معرض سر و صدا اثرات منفی متعددی از فشار خون بالا تا اختلالات روانی را در پی دارد [۲]. همچنین مواجهه با آلودگی صوتی در اماکن بسته آسایش ساکنان را به مخاطره می‌اندازد [۳]. همین موضوع، برآورد صحیح

میزان نوفه منتقل شده در یک کانال هوا را به مسئله‌ای مهم برای پژوهش بدل می‌کند. از جمله روش‌های مورد استفاده برای تخمین ارتعاشات و نوفه در سازه‌ها می‌توان به روش اجزا محدود (FEM)^۳، روش المان مرزی (BEM)^۴ و تحلیل آماری انرژی (SEA)^۵ اشاره کرد [۴]. کامینگر^۶ [۵] در پژوهش‌های متعدد با توسعه روشی عددی، مدلی برای برآورد میزان افت انتقال صوت^۷ در مقطع‌های مختلف کانال ارائه داد که انطباق قابل قبولی با داده‌های تجربی دارد.

استفاده روز افزون از تجهیزات تهویه مطبوع و لزوم به‌کارگیری کانال‌ها برای انتقال سرمایش و گرمایش و همچنین ملاحظات مربوط به سلامتی و آسایش، نیاز به یک روش جدید و موثر برای برآورد نوفه در یک کانال را اجتناب‌ناپذیر می‌نماید.

اولین بار مالوشته^۸ [۴] با توسعه روش تحلیل آماری انرژی در کانال‌هایی با مقاطع مستطیلی^۹، یک مدل برای برآورد میزان افت انتقال صوت ارائه داد. مقاطع دیگر متداول مورد استفاده در کانال‌های تهویه مطبوع شامل دایره‌ای^{۱۰} و بیضی کشیده شده^{۱۱} در شکل ۱ مشاهده می‌شوند [۵].



شکل ۱. سه مقطع متداول کانال تهویه مطبوع [۵]

شباهت هندسی کانال مستطیلی با بیضی کشیده شده و پژوهش‌های انجام شده دیگر در زمینه برآورد نوفه با روش تحلیل آماری انرژی از جمله پژوهش یوگانانده^{۱۲} و همکاران [۶]؛ سرآغاز تلاش‌های پژوهشی جدید برای

برآورد نوفه در مقاطع بیضی کشیده شده با روش تحلیل آماری انرژی بود. مدل‌های SEA علی‌رغم تعداد زیاد پارامترهای دخیل در مسئله، سرعت بالاتری به نسبت روش‌های دیگر داشته و امکان اجرای این مدل‌ها بر روی سیستم‌های رایانه‌ای ضعیف نیز وجود دارد. از سوی دیگر، دقت بالای چنین مدل‌هایی در فرکانس‌های بالا، از دیگر مزایای این مدل به نسبت روش اجزای محدود و المان مرزی است که برای فرکانس‌های پایین دقت مطلوبی دارند.

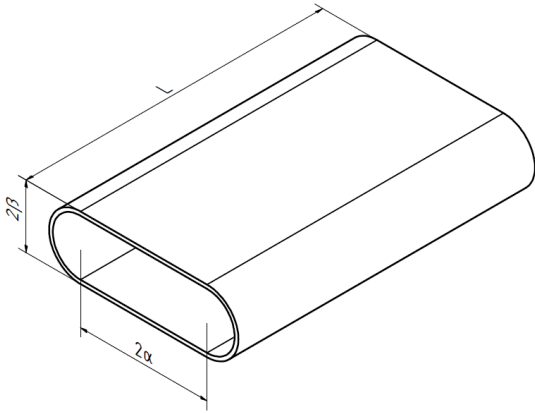
در این پژوهش، روشی عددی مبتنی بر تحلیل آماری انرژی برای تخمین افت انتقال صوت در کانال‌های با مقطع بیضی کشیده شده، ارائه شده است. دقت نتایج حاصل از مدل ارائه شده از طریق مقایسه با داده‌های استاندارد و تجربی، ارزیابی گردیده است.

۲. اصول برآورد نوفه در یک کانال

هنگامی که جریان هوا درون یک کانال برقرار است، صدای فن، و یا خود جریان هوای درون یک کانال باعث ساطع شدن نوفه از طریق دیواره‌های کانال به محیط اطراف می‌شود. به این نوفه منتقل شده از طریق دیواره‌های کانال گریز نوفه^{۱۳} گفته می‌شود [۱]. همان گونه که در شکل ۲ قابل مشاهده است، صدا با انرژی w_i وارد کانال شده و بخشی از آن که برابر با w_r است به محیط اطراف تابیده می‌شود. مقدار نوفه تابیده شده به محیط پیرامون همان گریز نوفه است. نسبت توان صدای وارد شده به یک کانال به صدای ساطع شده از دیواره کانال (گریز نوفه) افت انتقال صوت^{۱۴} (TL) گفته می‌شود. مفهوم فیزیکی مقادیر بالای افت انتقالی این است که مقدار صدای بازتاب شده از دیواره

$$A_i = 4\alpha\beta + \pi\beta^2 \quad (4)$$

در این دو معادله L طول کانال، α و β نیز در شکل ۳ نشان داده شده‌اند.

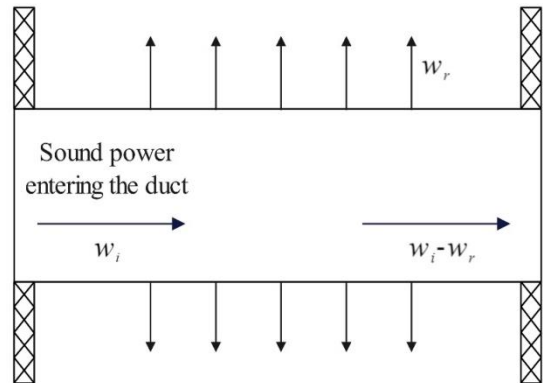


شکل ۳. ابعاد یک کانال با فرم بیضی کشیده شده

۳. تحلیل آماری انرژی

تحلیل آماری انرژی یک ابزار تخمینی برای محاسبه ارتعاش در سیستم‌های پیچیده است. این روش برای پیش‌بینی پاسخ یک موشک، وسایل نقلیه، پرتاب ماهواره و یا تجهیزات مربوط به آن به ارتعاش در اوایل دهه ۱۹۶۰ گسترش یافت. اگر چه امکان برآورد این ارتعاشات بر پایه معادله‌های حاکم بر مسئله امکان‌پذیر است اما پیچیدگی این مدل‌ها و سرعت محاسبات آن در عمل دلسردکننده بود چرا که این معادله‌ها تنها می‌توانستند چند حالت محدود را پیش‌بینی کنند [۷]. در روش تحلیل آماری انرژی، یک ساختار^{۱۷} به چند زیرساختار^{۱۸} تفکیک شده و انرژی ذخیره یا مبادله شده بین این زیرساختارها مورد بررسی قرار می‌گیرد [۸]. واژه آماری در این روش به این معناست که در سیستم مورد مطالعه متغیرها از یک جامعه آماری استخراج

کانال کاهش یافته است. این مقدار وابسته به شکل کانال، اندازه و ضخامت دیواره آن است [۱].



شکل ۲. شمای کلی از نحوه عملکرد گریز نوفه در یک کانال

بر پایه پژوهش‌های کامینگز^{۱۵} مقدار TL بر حسب دسی‌بل برای کانال‌های با مقطع بیضی کشیده شده از معادله ۱ به دست می‌آید:

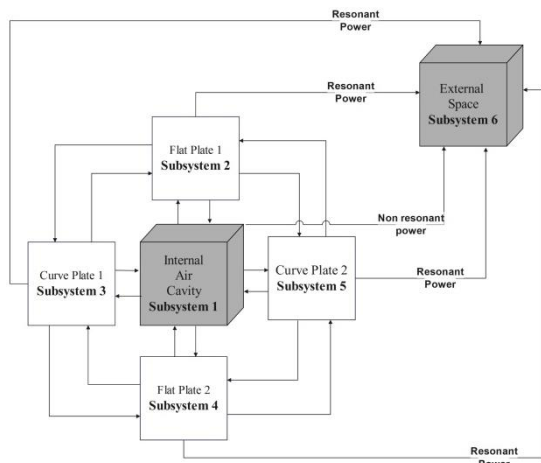
$$TL = 10 \log \left[\frac{\Pi_i / A_i}{\Pi_r / A_r} \right] \quad (1)$$

که در این معادله Π_i بیانگر توان صوتی^{۱۶} وارد شده به کانال است که از طریق معادله ۲ محاسبه می‌شود:

$$\Pi_i = \frac{P^2 A_i}{2\rho_0 c_0} \quad (2)$$

A_i مساحت سطح مقطع کانال، P فشار صوت که در این مسئله 1 Pa فرض می‌شود، ρ_0 چگالی هوای درون کانال، c_0 سرعت صوت درون کانال، Π_r توان صوتی تابیده شده از کانال به محیط اطراف و A_r بیانگر اندازه سطحی است که تابش صوتی به سمت بیرون از طریق آن انجام می‌گیرد [۵]. مقادیر A_i و A_r برای یک کانال بیضی کشیده شده عبارتند از:

$$A_r = L(4\alpha + 2\pi\beta) \quad (3)$$



شکل ۴. شمای کلی از زیر ساختارهای مدل ارائه شده

$$\omega \begin{bmatrix} \eta_1 & -\eta_{21} & -\eta_{31} & -\eta_{41} & -\eta_{51} & -\eta_{61} \\ -\eta_{12} & \eta_2 & -\eta_{32} & 0 & -\eta_{52} & -\eta_{62} \\ -\eta_{13} & -\eta_{23} & \eta_3 & -\eta_{43} & 0 & -\eta_{63} \\ -\eta_{14} & 0 & -\eta_{34} & \eta_4 & -\eta_{54} & -\eta_{64} \\ -\eta_{15} & -\eta_{25} & 0 & -\eta_{45} & \eta_5 & -\eta_{65} \\ -\eta_{16} & -\eta_{26} & -\eta_{36} & -\eta_{46} & -\eta_{56} & \eta_6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \\ E_4 \\ E_5 \\ E_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \\ P_5 \\ P_6 \end{bmatrix} \quad (5)$$

که در آن ω فرکانس زاویه‌ای^۹، P_i توان ورودی، E_i انرژی زیرساختار^{۱۰}، η_{ij} ضریب اتلاف اتصال^{۲۰} بین زیر ساختار i و j ، η_i مجموع ضریب اتلاف میرایی^{۲۱} در زیرساختار i است. این ضریب اتلاف میرایی در یک سیستم با n زیر سیستم از رابطه ۶ قابل محاسبه است [۱۰]:

$$\eta_i = \eta_{ii} + \sum_{j=1, j \neq i}^n \eta_{ij}, i = 1 \text{ to } 6 \quad (6)$$

۲.۳. محاسبه پارامترهای مدل

در گام دوم بایستی ضرایب و پارامترهای موجود در ماتریس به دست آمده را محاسبه کرد. سه پارامتر مهم در روش SEA مقدار انرژی، ضرایب اتلاف انرژی و چگالی مودال می‌باشند [۱۱].

از آنجا که تنها یک توان ورودی به کانال وجود دارد؛ $P_i = 0, i = 2 \text{ to } 6$ خواهد بود. توان ورودی به کانال P_1 از طریق معادله شماره ۲ قابل محاسبه است؛

شده‌اند. همچنین واژه انرژی نیز بیانگر این مفهوم است که متغیرها در این روش از جنس انرژی‌اند [۸، ۹].

۱.۳. ایجاد مدل

گام اول در تحلیل انرژی آماری تبدیل سیستم اصلی به چند زیر ساختار است. تاکنون هیچ تعریف دقیقی از زیر ساختار ارائه نشده است. با این حال می‌توان آن را بخشی از یک سیستم در نظر گرفت که بایستی مورد بررسی و آنالیز قرار گیرد. زیر ساختار باید قادر به ارتعاش کاملاً مستقل از عناصر دیگر باشد. پس لازم است که زیر سیستم در مود تشدید ارتعاش کند. به این معنی که اگر تحریک از بین رفت، انرژی ارتعاشی ذخیره شده در زیر سیستم به‌جای اینکه فوراً به صفر برسد، نسبت به حالت مرتعش شده کاهش بیابد [۸].

اگر چه فرض اساسی در SEA این است که محاسبه پاسخ‌ها بر اساس پاسخ تشدید میانی زیر ساختارها است، با این حال گاهی این پاسخ در حالت تشدید نیست (شکل ۴). مالوشته و یوگانانده برای مدل‌سازی یک کانال با سطح مقطع مستطیلی پیشنهاد می‌دهند تا یک کانال به شش زیر ساختار از جمله چهار دیواره اصلی کانال، محدوده درون کانال، و محیط خارج از کانال تبدیل شود (شکل ۴) [۴، ۶]. البته باید توجه داشت که زیر سیستم‌های ۱ و ۴ و همچنین ۳ و ۵ از نظر هندسی با هم مشابه‌اند.

معادله ماتریسی ۵ با تبدیل سیستم به شش زیر سیستم ارائه شده است.

و یا می‌توان آن را $1W$ فرض کرد [۴]. ضریب اتلاف میرایی برای زیرساختار ۱ که درون کانال را در بر می‌گیرد برابر است با

$$\eta_{11} = 1.8 \times 10^{-4} \frac{A_r c_0 \sqrt{f}}{4\omega V} \quad (7)$$

که در آن V حجم کانال و f فرکانس است [۶]. برای زیر ساختارهای ۲ تا ۵ ضریب اتلاف میرایی از رابطه ۸ قابل محاسبه است. این ضریب را برای زیر ساختار ۶ می‌توان برابر با 0.1 در نظر گرفت [۶].

$$\eta_{ii} = \frac{0.7}{f^{0.9}}, i = 2 \text{ to } 5 \quad (8)$$

فرکانس بحرانی برای یک کانال با مقطع بیضی کشیده شده از معادله ۹ به دست می‌آید [۱۲].

$$f_c = \frac{c_0^2}{2\pi} \sqrt{\frac{12\rho_{s_i}(1-\mu^2)}{Eh^3}} \quad (9)$$

که در آن μ ضریب پواسون، E مدول یانگ و h ضخامت ورق کانال است. ρ_{s_i} چگالی سطحی با بُعد $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$ است که برای یک کانال با مقطع بیضی کشیده شده با استفاده از معادله شماره ۱۰ قابل محاسبه است. در این رابطه، ρ چگالی ورق کانال است.

$$\rho_{s_i} = \frac{hL\rho(4\alpha + 2\pi\beta - \pi h)}{A_r} \quad (10)$$

ضریب اتلاف اتصال برای اتصال یک دیواره به کانال از رابطه زیر به دست می‌آید [۶]:

$$\eta_{i1} = \begin{cases} \frac{2\rho_0 c_0 \sigma_i}{\omega \rho_{s_i}} & f < f_c \\ \frac{\rho_0 c_0 \sigma_i}{\omega \rho_{s_i}} & f \geq f_c \end{cases} \quad (11)$$

که σ_i از طریق رابطه ۱۲ به دست می‌آید.

$$\sigma_i = \begin{cases} \frac{p_i c_0}{4\pi^2 S_i f_c} \times \frac{(1-\beta^2) \ln\left(\frac{1+\beta}{1-\beta}\right) + 2\beta}{(1-\beta^2)^{\frac{3}{2}}} & f < f_{ci} \\ 0.45 \sqrt{\frac{p_i f_{ci}}{c}} & f = f_{ci} \\ \left(1 - \frac{f_{ci}}{f}\right)^{\frac{1}{2}} & f > f_{ci} \end{cases} \quad (12)$$

در رابطه اخیر p_i و S_i به ترتیب محیط و مساحت زیر ساختار i بوده و β از رابطه ۱۳ محاسبه می‌شود:

$$\beta = \sqrt{\frac{f}{f_c}} \quad (13)$$

چگالی مودال برای زیر سیستم ۱ که در مسئله فوق حجم مادی درون کانال است از طریق معادله زیر به دست می‌آید [۱۳].

$$N_1 = \frac{4\pi}{3} V \left(\frac{f}{c_0}\right)^3 + \frac{\pi}{4} (A_r + 2A_i) \left(\frac{f}{c_0}\right)^2 + \frac{L_p}{8} \frac{f}{c_0} \quad (14)$$

L_p بیانگر مجموع محیط لبه‌های کانال است و با فرض اینکه دو دیواره کناری کانال که حالت خمیده دارند اگر کشیده شوند به صورت یک دیواره تخت در می‌آیند. چگالی مودال برای یک صفحه تخت از معادله ۱۵ قابل محاسبه بوده و از آن برای زیر ساختار ۲ تا ۵ استفاده می‌شود [۴].

با حل معادله ماتریسی ۵، مقادیر مجهول که شامل انرژی زیر ساختارها یعنی مقادیر E_i است به دست می‌آیند.

$$n_i = \frac{\sqrt{3}S_i}{c_L h} \quad (15)$$

c_L در رابطه اخیر، سرعت موج طولی است که از طریق معادله ۱۶ محاسبه می‌شود.

$$c_L = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\mu)}} \quad (16)$$

۳.۳. محاسبه افت انتقال صوت

مجموع توان صدای تابیده شده از کانال به محیط اطراف برابر است با

$$\Pi_r = \sum W_r + w_n \quad (21)$$

در معادله اخیر W_r توان صدای تابیده شده در حالت تشدید است و از رابطه ۲۲ محاسبه می‌شود [۴].

$$W_r = \rho_0 c_0 \sigma_i S_i v_i \quad (22)$$

در رابطه اخیر مقدار v_i بیانگر میانگین سرعت ارتعاش بوده و مقدار آن از معادله ۲۳ به دست می‌آید.

$$v_i = \sqrt{\frac{E_i}{m_i}} \quad (23)$$

در این معادله مقدار m_i بیانگر جرم هر زیر ساختار است. توان صدای تابیده شده غیر تشدید را می‌توان از رابطه ۲۴ به دست آورد [۴]:

$$w_n = \tau \omega \eta_i E_i \quad (24)$$

در رابطه فوق τ ضریب انتقال، η_i ضریب اتلاف میرایی، ω فرکانس زاویه‌ای و E_i انرژی هر زیر ساختار است که از حل معادله ماتریسی ۵ به دست می‌آید.

۴. نتایج

برای صحت سنجی داده‌های مدل‌سازی از نتایج تجربی کامینگز [۱۲] و استاندارد اشری [۱] استفاده می‌شود. در

بقیه ضرایب اتلاف اتصال از طریق قانون جابجایی^{۲۲} مطابق رابطه ۱۷ به دست می‌آیند [۱۰].

$$\eta_{ij} n_i = \eta_{ji} n_j \quad (17)$$

همان گونه که قبلاً بیان شد، تا این قسمت فرضیات بر مبنای پاسخ تشدید قرار داشت اما همان گونه که در شکل ۴ قابل مشاهده است تمام پاسخ‌ها بر اساس تشدید نمی‌باشد. ضریب اتلاف اتصال غیر تشدید بین زیر سیستم ۱ که حجم درون کانال است با زیر سیستم ۶ که محیط اطراف است از طریق معادله ۱۸ محاسبه می‌شود.

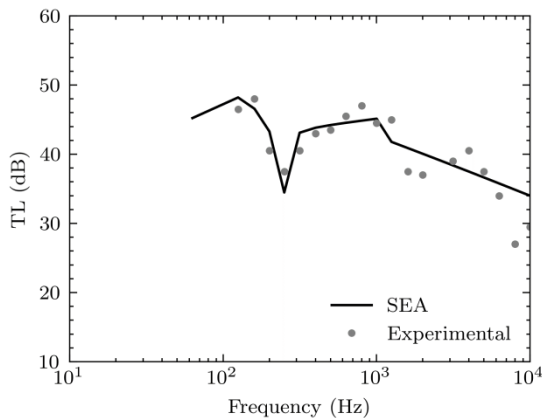
$$\eta_{61} = \frac{13.7(A_r + 2A_i)\tau}{fV} \quad (18)$$

که در آن τ ضریب انتقال^{۲۳} است که از معادله ۱۹ به دست می‌آید [۱۰].

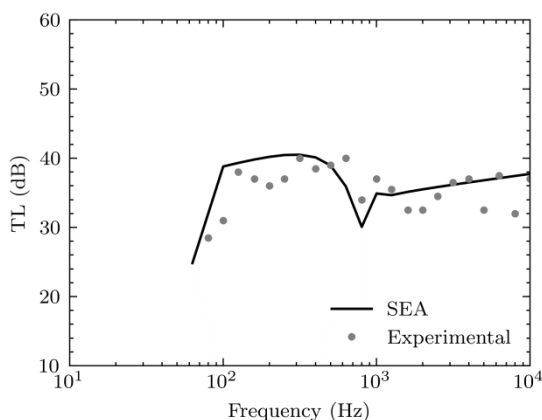
$$\tau = 10^{\frac{-R}{10}} \quad (19)$$

در معادله ۱۹، R بیانگر شاخص کاهش صدا است و برای محاسبه آن از رابطه ۲۰ استفاده می‌شود [۱۴].

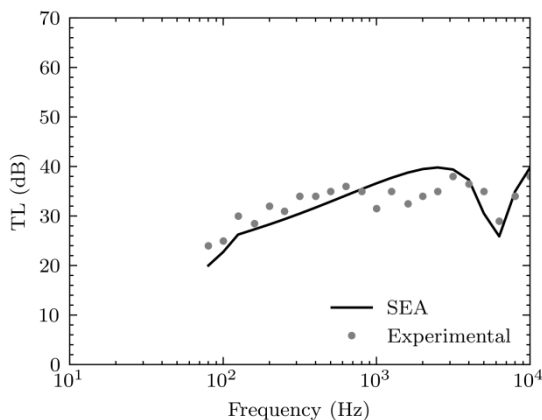
$$R = 20 \log(f\rho_{S_i}) - 42 \quad (20)$$



شکل ۵. افت انتقال صوت در کانال ۱.



شکل ۶. افت انتقال صوت در کانال ۲.



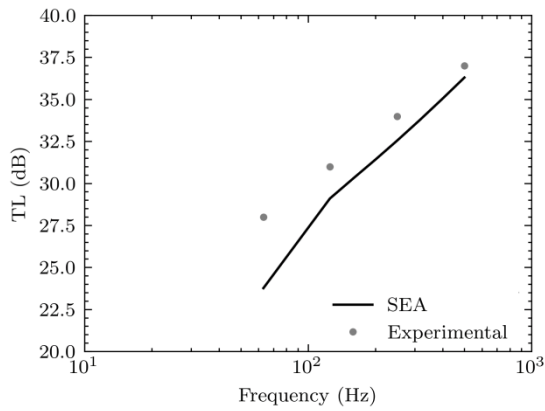
شکل ۷. افت انتقال صوت در کانال ۳.

نتایج استخراج شده از پژوهش‌های کامینگز طول همه کانال‌ها برابر با ۳/۶۶ متر است. این نتایج شامل کانال‌های شماره ۱ تا ۴ در جدول ۱ است. طبق استاندارد اشری طول همه کانال‌ها برابر با ۶/۱ متر انتخاب شده است؛ این نتایج شامل کانال‌های ۵ تا ۸ می‌باشند. نتایج به دست آمده از مطالعات کامینگز حاصل پژوهش تجربی در مورد مقدار TL در باند $\frac{1}{3}$ اکتاو در دامنه فرکانسی ۶۳ Hz تا ۱۰۰۰۰ Hz است. از طرفی دیگر نتایج استخراج شده از استاندارد اشری شامل مقدار TL در باند اکتاو و در دامنه فرکانسی ۶۳ Hz تا ۱۰۰۰ Hz است. البته نتایج کانال‌های ۷ و ۸ فاقد فرکانس ۱۰۰۰ Hz می‌باشند.

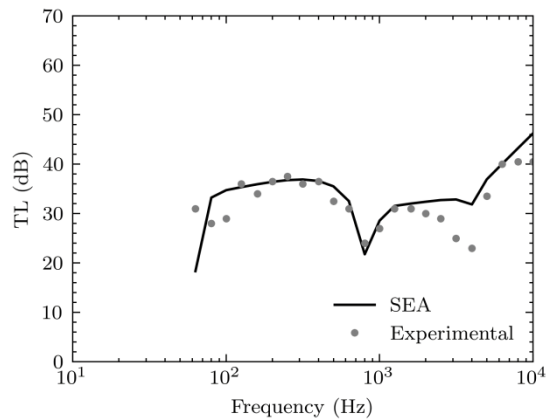
جنس مورد استفاده استیل گالوانیزه ASTM A525 است که خواص این جنس از مرجع [۱۵] استخراج شده است. حل عددی روابط شرح داده شده، توسط زبان برنامه‌نویسی پایتون انجام شده است. نتایج شبیه‌سازی در شکل‌های ۵ تا ۱۲ رسم شده‌اند.

جدول ۱. ابعاد کانال‌های مدل‌سازی شده (mm)

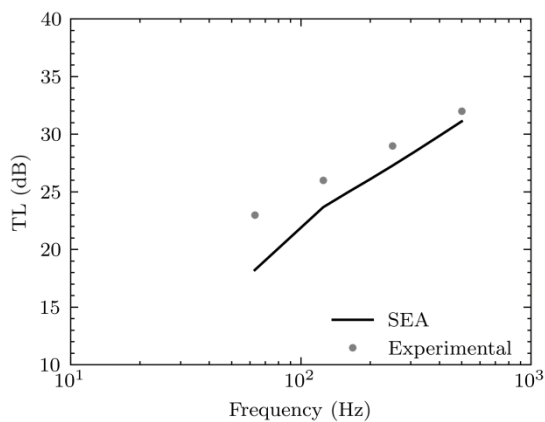
شماره کانال	h	β	α	L
۱	۰/۵۱	۷۹	۳۵	۳۶۶۰
۲	۰/۶۴	۱۲۷	۱۲۱	۳۶۶۰
۳	۰/۶۴	۱۲۷	۲۶۱	۳۶۶۰
۴	۰/۶۴	۲۱۶	۱۵۹	۳۶۶۰
۵	۰/۶۰۷	۷۶	۷۶/۵	۶۱۰۰
۶	۰/۶۰۷	۷۶	۲۲۹	۶۱۰۰
۷	۰/۶۰۷	۱۵۲/۵	۱۵۲/۵	۶۱۰۰
۸	۰/۷۵۹	۱۵۲/۵	۴۵۷/۵	۶۱۰۰



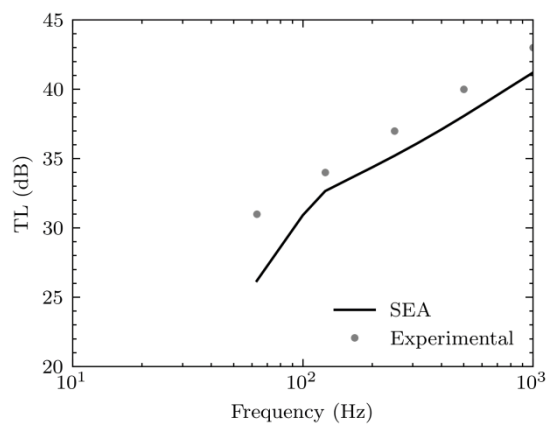
شکل ۱۱. افت انتقال صوت در کانال ۷.



شکل ۸. افت انتقال صوت در کانال ۴.



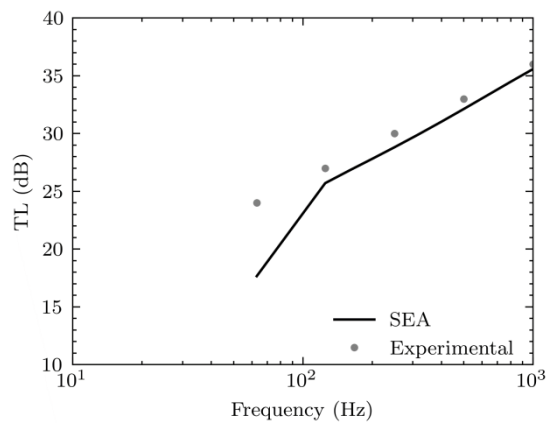
شکل ۱۲. افت انتقال صوت در کانال ۸.



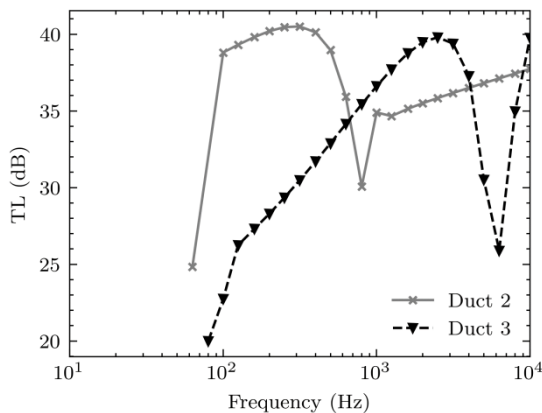
شکل ۹. افت انتقال صوت در کانال ۵.

۵. نتیجه‌گیری

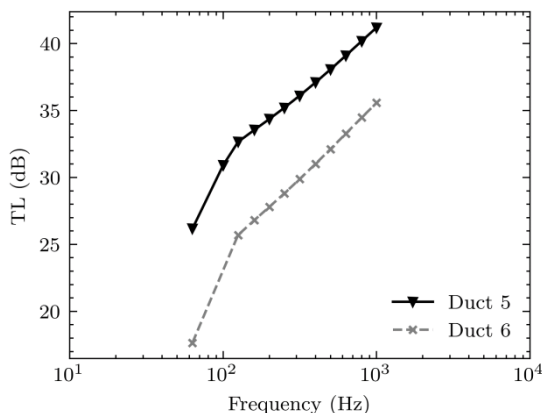
در این پژوهش سعی شد تا با ایجاد یک مدل محاسباتی کم حجم و سریع، افت انتقال صوتی در یک کانال بیضی کشیده شده در ابعاد مختلف تخمین زده شود. تطابق خوب داده‌های تجربی با خروجی مدل پیشنهادی نشان می‌دهد که این مدل قادر است در حد قابل قبولی افت انتقال صوت را برآورد کند. همان‌گونه که در مطالعات مشابه دیگر نیز توسط پژوهشگران مشاهده شده، به نظر می‌رسد بیشترین تطابق روش تحلیل آماری انرژی با نتایج تجربی در بازه فرکانسی ۲۵۰ Hz تا ۸۰۰۰ Hz قابل مشاهده است [۶]. همچنین باید ذکر کرد یکی از عوامل خطا در برخی فرکانس‌ها می‌تواند ناشی از عدم



شکل ۱۰. افت انتقال صوت در کانال ۶.



شکل ۱۳. مقایسه مقادیر افت انتقال صوت در کانال‌های ۲ و ۳



شکل ۱۴. مقایسه مقادیر افت انتقال صوت در کانال‌های ۵ و ۶

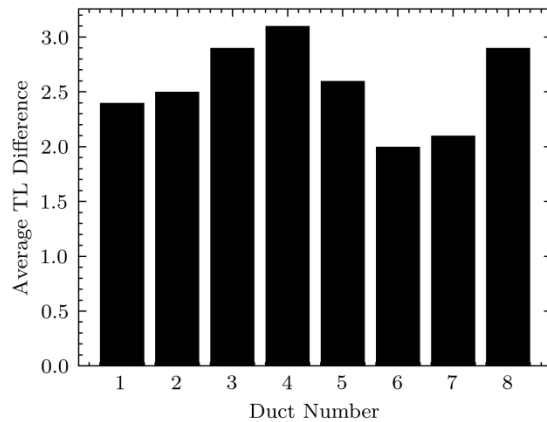
میانگین تفاوت میان داده‌های تجربی و داده‌های مدل‌سازی برای هر کانال در فرکانس‌های مختلف در شکل ۱۵ قابل مشاهده است. با توجه به این نمودار به نظر می‌رسد مدل توانسته با خطای متوسط $\pm 2/5$ dB ، مقادیر افت انتقال صوت را برآورد کند و از این رو توافق خوبی میان نتایج تجربی و مدل‌سازی برقرار شده است. با این حال به نظر می‌رسد روش تحلیل آماری انرژی در فرکانس‌های پایین تطابق خوبی با داده‌های تجربی ندارد که با توجه به پژوهش‌های گذشته این مورد خارج از انتظار نیست. روش SEA تنها برای فرکانس‌های بالا نتایج قابل قبولی ارائه می‌کند.

دقت در تعیین شرایط مرزی یا نحوه اندازه‌گیری تجربی باشد [۴].

نکته قابل مشاهده دیگر، فرکانس بحرانی است که تنها در کانال‌های ۱ تا ۴ قابل مشاهده است. به دلیل اینکه نتایج استاندارد اشری شامل فرکانس بحرانی نیست، این موضوع در نتایج اشری قابل مشاهده نمی‌باشد. فرکانس بحرانی در یک کانال زمانی رخ می‌دهد که سرعت هوای درون کانال با سرعت موجی که در دیواره‌های کانال در حال انتشار است مقدار یکسانی پیدا کنند. در این فرکانس مکانیزم انتقال صدا تغییر می‌کند. همان‌گونه که در اشکال ۵ تا ۸ قابل مشاهده است، در این فرکانس مقدار افت انتقال صوت کاهش می‌یابد. این مقدار وابسته به سرعت صوت درون کانال، ضخامت، جنس و ابعاد کانال است.

در کانال‌های ۲ و ۳ همه مقادیر هندسی به جز β با هم برابرند و این موضوع در کانال‌های ۵ و ۶ نیز مشاهده می‌شود. با ذکر این نکته امکان مشاهده تاثیر مقدار α بر مقدار افت انتقال صوت فراهم می‌شود. مقادیر افت انتقال صوت در اشکال ۱۳ و ۱۴ توسط مدل SEA برآورد شده‌اند.

در صورتی که تحلیل خود را به مقادیر کمتر از فرکانس بحرانی محدود کنیم، در شکل ۱۳ و ۱۴ مشاهده می‌شود که کانالی که عرض کمتر دارد (α کمتر) در فرکانس‌های مختلف مقدار افت انتقال صوت بیشتری دارد. برای مقادیر بیشتر از فرکانس بحرانی به دلیل تغییر ماهیت انتقال صوت و عدم وجود داده تجربی برای اعتبار سنجی مدل SEA نمی‌توان نظر قطعی داد.



شکل ۱۵. میانگین تفاوت بین افت انتقال صوت نتایج تجربی و مدل سازی بر حسب دسی بل در هر کانال

۶. منابع

- [1] ASHRAE Handbook: HVAC Applications-Chapter 49-NOISE AND VIBRATION CONTROL. 2019.
- [2] Stansfeld, Stephen A., and Mark P. Matheson. "Noise pollution: non-auditory effects on health." *British medical bulletin* 68, no. 1 (2003): 243-257.
- [۳] گلمحمدی، رستم. "شاخص های پیش بینی صدا در اماکن بسته متداول." *مجله علمی صوت و ارتعاش* ۱۱، 31-37 (2023): 31-37.
- [4] Malushte, H.S., *Evaluation of Statistical Energy Analysis for prediction of breakout noise from air duct*. MSc. Thesis, University of Nebraska-Lincoln, USA, 2013.
- [5] Cummings, A. "Sound transmission through duct walls." *Journal of Sound and Vibration* 239, no. 4 (2001): 731-765.
- [6] Yoganandh, M., Jade Nagaraja, and B. Venkatesham. "Prediction of insertion loss of lagging in rectangular duct using statistical energy analysis." *Noise Control Engineering Journal* 67, no. 6 (2019): 438-446.
- [7] Heckl, M., and M. Lewit. "Statistical energy analysis as a tool for quantifying sound and vibration transmission paths." *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A: Physical and Engineering Sciences* 346, no. 1681 (1994): 449-464.
- [8] Sarradj, Ennes. "Energy-based vibroacoustics: SEA and beyond." In *CFA/DAGA*, pp. 1157-1162. 2004.
- [9] Plunt, Juha. "Statistical energy analysis (SEA), Theory and applications." (2010). <https://www.göteborgsound.se/downloads/pdf/SEAkompEng.pdf>,
- [10] Craik, Robert JM. "Sound transmission through buildings using SEA." In *IUTAM Symposium on Statistical Energy Analysis: Proceedings of the IUTAM Symposium held in Southampton, UK, 8-11 July 1997*, pp. 337-348. Dordrecht: Springer Netherlands, 1999.

- [11] Craik, R. J. M. "The noise reduction of the acoustic paths between two rooms interconnected by a ventilation duct." *Applied Acoustics* 12, no. 3 (1979): 161-179.
- [12] Cummings, A., and I-J. Chang. "Noise breakout from flat-oval ducts." *Journal of sound and vibration* 106, no. 1 (1986): 17-33.
- [13] Kuttruff, Heinrich. *Room acoustics*. Crc Press, 2016.
- [14] Vér, István L., and Leo L. Beranek, eds. *Noise and vibration control engineering: principles and applications*. John Wiley & Sons, 2005.
- [15] Harvey, Philip D. *Engineering properties of steel*. ASM International (OH), 1982.

جدول علائم

TL	اتلاف انتقال صوت
A	مساحت مقطع کانال
P	فشار صوت
ρ_0	چگالی هوای درون کانال
c_0	سرعت صوت در هوا
L	طول کانال
η	ضریب اتلاف اتصال
V	حجم کانال
f	فرکانس
ω	فرکانس دورانی
μ	ضریب پواسون
E	مدول یانگ
h	ضخامت دیواره کانال
L_p	مجموع طول لبه‌های کانال
τ	ضریب انتقال صوت
R	شاخص کاهش صوت
E_i	انرژی زیر سیستم i
p	توان صوت
N	چگالی مودال
c_L	سرعت موج طولی

1. Heating, Ventilating, and Air Conditioning (HVAC)
2. Duct
3. Finite Element Method (FEM)
4. Boundary Element Method (BEM)
5. Statistical Energy Analysis (SEA)
6. Cummings
7. Sound transmission loss
8. Malushte
9. Rectangular
10. Circular
11. Flat oval
12. Yoganandh
13. Breakout noise
14. Transmission Loss
15. Cummings
16. Sound power
17. System
18. Subsystem
19. Angular frequency
20. Coupling loss factor
21. Damping loss factor
22. Law of reciprocity
23. Transmission coefficient